

VŠB – Technická Univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

Bypassový výměník vlásenkového typu

Bypass Heat Exchanger

Student:

Bc. Jakub Smička

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2013

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Smička**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Bypassový výměník vlásenkového typu**  
**Bypass Heat Exchanger**

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte návrh bypassového výměníku zapojeném v okruhu topné vody.

#### Zadané parametry:

entalpie bypassované páry 3465,4 kJ/kg; tlak bypassované páry 111 bar(a);  
průtok bypassované páry 44 kg/s; průtok ohřívané topné vody 694 kg/s;  
vstupní teplota topné vody 50 °C; výstupní teplota topné vody min. 90 °C  
teplota vystupujícího topného kondenzátu min. 100 °C; max. provozní tlak topné vody 16 bar(g);  
maximální tlakové ztráty na vodní straně výměníku 0,5 bar; voda pro svlažení je brána z výtlačku  
bypassových kondenzátních čerpadel.

Proveďte termodynamický návrh výměníku s cílem optimalizace nákladů. Na základě výsledků  
termodynamických a pevnostních výpočtů proveďte výběr cenově nejvýhodnější varianty bypassového  
ohříváku a konstrukční návrh rastru trubkového svazku a výměníku.

Proveďte technicko-ekonomické zhodnocení návrhu a uveďte výhody či nevýhody možných variant.

#### Konzultant:

Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D., ŠKODA POWER s.r.o., tel: 37818 5914, e-mail: zdenek.juza@doosan.com

### Seznam doporučené odborné literatury:

KALČÍK, J., SÝKORA, K. *Technická termomechanika*. Praha: Academia, 1973. 540 s.

GUTKOWSKI, K. *Chladicí technika*. Praha: SNTL, 1982. 280 s.

SAZIMA, M. a kol. *Teplo*. Praha: SNTL, 1989. 592 s. ISBN 80-03-00043-2.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

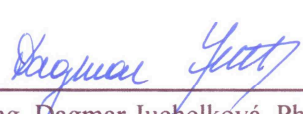
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**


Konzultant diplomové práce: Ing. Zdeněk Jůza, Ph.D.

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



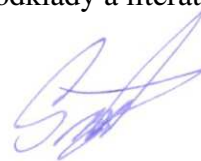
  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

**Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20.5.2013



.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že se na moji diplomovou práci plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20.5.2013

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jakub Smička

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Tř. Míru 1136/39, Olomouc, 779 00

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Kamilovi Kolarčíkovi, CSc. a konzultantům z Doosan Škoda Power s.r.o. Ing. Zdeňkovi Jůzovi, Ph.D. a Ing. Jindřichovi Louthanovi za odbornou pomoc a cenné rady a zkušenosti, které napomohli při zpracování mé diplomové práce.

V Ostravě dne 20.5.2013

**ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

SMIČKA, J. *Bypassový výměník vlásenkového typu : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2013, 80 stran, Vedoucí práce : doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem bypassového ohříváku s kondenzací páry v trubkovém svazku, zapojeným v okruhu topné vody. V teoretické části je zpracován provoz, údržba a výstroj tepelných výměníků a specifikace vlásenkového výměníku. Praktická část je zaměřena na tepelný výpočet ohříváku. Je proveden i pevnostní a hydraulický výpočet a návrh hladin a provozního odvzdušnění ohříváku. V závěru je provedeno technicko-ekonomické zhodnocení návrhu s optimalizací nákladů.

**KLÍČOVÁ SLOVA:** bypassový, ohřívák, vlásenkový, výměník, kondenzace

**ANNOTATION OF MASTER THESIS**

SMIČKA, J. *Bypass Heat Exchanger : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2013, 80 pages, Thesis head : doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

This thesis deals with a design proposal for a bypass heater with steam condensation in a tube bundle linked to a hot water circuit. The theoretical part focuses on the operation, maintenance and equipping of heat exchangers and the specifications of hairpin heat exchangers. The practical part deals with the thermal calculation of the heater. Durability and hydraulic analysis are treated as well as a proposal for levels and the operation of heater vents. The last section covers the technical-economic evaluation of the proposal with cost optimization.

**KEYWORDS:** bypass, heater, hairpin, condensation, heat-exchanger

## OBSAH

<b>1. ÚVOD.....</b>	<b>13</b>
<b>2. TEPELNÉ VÝMĚNÍKY .....</b>	<b>14</b>
2.1 Požadavky na výměníky.....	14
2.2 Požadavky na teplotnosné látky .....	14
2.3 Provoz výměníků.....	15
2.4 Údržba výměníků .....	16
2.5 Výstroj výměníků.....	17
2.5 Strojní části výměníků.....	18
<b>3. VLÁSENKOVÝ VÝMĚNÍK .....</b>	<b>20</b>
3.1 Výhody použití vlásenkového výměníku.....	20
3.2 Konstrukce vlásenkového výměníku .....	20
3.3 Princip funkce vlásenkového výměníku .....	22
<b>4. SPECIFIKACE ZADÁNÍ .....</b>	<b>23</b>
4.1 Specifikace zadaného zařízení .....	23
4.2 Zhodnocení zadání .....	23
<b>5. SCHÉMA PÁRA/VODA – FUNKČNÍ POPIS .....</b>	<b>24</b>
5.1 Protitlaká parní turbína.....	24
5.2 Ohřev topné vody .....	25
5.3 Nízkotlaká regenerace .....	25
5.4 Vysokotlaká regenerace .....	25
<b>6. KONSTRUKČNÍ NÁVRH.....</b>	<b>27</b>
6.1 Plášť, eliptické dno.....	27
6.2 Vodní komora.....	27
6.3 Trubkovnice .....	28
<b>7. NÁVRH TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK.....</b>	<b>29</b>
7.1 Volba rozměrů teplosměnných trubek .....	29
7.2 Výpočet počtu teplosměnných trubek .....	30
<b>8. TEPELNÝ VÝPOČET OHŘÍVÁKU.....</b>	<b>31</b>
8.1 Bilance zástřikové komory.....	31
8.2 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody .....	33
8.3 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně páry .....	35
8.4 Výpočet teplosměnné plochy ohříváku .....	38

<b>9. NÁVRH ROZMĚRŮ HRDEL.....</b>	<b>42</b>
9.1 Vstupní hrdlo topné páry.....	42
9.2 Výstupní hrdlo topného kondenzátu .....	43
9.3 Hrdlo pro vstup topné vody.....	44
9.4 Hrdlo pro výstup topné vody .....	45
<b>10. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OHŘÍVÁKU .....</b>	<b>47</b>
10.1 Stanovení provozních maxim pro pevnostní dimenzování ohříváku.....	47
10.2 Výpočtové vztahy platné pro výpočet.....	48
10.3 Pevnostní výpočet teplosměnných trubek .....	50
10.4 Pevnostní výpočet trubkovnice .....	52
10.5 Pevnostní výpočet pláště na straně páry.....	54
10.6 Pevnostní výpočet dna na straně páry .....	56
10.7 Pevnostní výpočet pláště vodní komory.....	58
10.8 Pevnostní výpočet dna vodní komory .....	59
10.9 Pevnostní výpočet parního hrdla DN 1200 .....	61
10.10 Pevnostní výpočet hrdla pro výstup topného kondenzátu DN 350 .....	63
10.11 Pevnostní výpočet hrdla pro výstup topné vody DN 600.....	65
<b>11. NÁVRH HLADIN.....</b>	<b>67</b>
11.1 Postupy při dosažení stanovených hladin .....	67
11.2 Zaplavená délka trubek v ohříváku .....	69
<b>12. HYDRAULICKÝ VÝPOČET OHŘÍVÁKU.....</b>	<b>71</b>
12.1 Tlaková ztráta na straně topné vody.....	71
<b>13. NÁVRH PROVOZNÍHO ODVZDUŠNĚNÍ .....</b>	<b>73</b>
13.1 Výpočet kritického průřezu odváděcí dýzy .....	73
<b>14. TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ.....</b>	<b>75</b>
<b>15. ZÁVĚR .....</b>	<b>76</b>
<b>16. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>77</b>
<b>17. SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>78</b>
<b>18. SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>78</b>
<b>19. SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>79</b>



## Seznam použitých značek a symbolů

$D$	vnitřní průměr válcové skořepiny	[mm]
$D_k$	vnitřní průměr hrdla pro výstup topného kondenzátu	[m]
$D_p$	vnitřní průměr parního hrdla	[m]
$D_r$	průměr otrubkované části trubkovnice	[m]
$D_{v-in}$	vnitřní průměr hrdla pro vstup topné vody	[m]
$D_{v-out}$	vnitřní průměr hrdla pro výstup topné vody	[m]
$K$	korekce na celkovém prostupu tepla	[-]
$L$	charakteristická délka	[m]
$L_a$	aktivní délka trubek	[m]
$L_{zapl}$	zaplavená délka trubek v ohříváku	[m]
$L_{zav}$	zaválcovaná délka trubek	[m]
$M$	množství odváděné parovzdušné směsi	[kg/hod]
$M_F$	hmotnostní průtok kondenzátu	[kg/s]
$M_{skut}$	skutečné množství odváděné dýzou	[kg/hod]
$Nu_{F,l}$	Nusseltovo kritérium – laminární proudění	[-]
$Nu_{F,t}$	Nusseltovo kritérium – turbulentní proudění	[-]
$Nu_F$	celkové Nusseltovo kritérium	[-]
$Nu_{,v}$	Nusseltovo kritérium na straně vody	[-]
$Pr_F$	Prandtlovo kritérium na straně páry	[-]
$Pr_{,v}$	Prandtlovo kritérium na straně vody	[-]
$Q$	přenášený tepelný výkon	[W]
$R_{dno}$	vnitřní poloměr eliptického dna	[mm]
$R$	přídavný tepelný odpor	[m <sup>2</sup> .K/W]
$R_{min}$	minimální radius ohybu trubky	[mm]
$Re_F$	Reynoldsovo kritérium na straně páry	[-]
$Re_{,v}$	Reynoldsovo kritérium na straně vody	[-]
$R_{p0,2}$	dovolená mez kluzu materiálu	[MPa]
$R_{p0,2/t}$	smluvní mez kluzu pro výpočtovou teplotu	[MPa]
$S$	velikost teplosměnné plochy	[m <sup>2</sup> ]
$S_C$	celková plocha	[m <sup>2</sup> ]
$S_k$	průtočný průřez hrdla pro výstup topného kondenzátu	[m <sup>2</sup> ]
$S_{krit}$	kritický průřez dýzy	[mm <sup>2</sup> ]
$S_p$	průtočný průřez parního hrdla	[m <sup>2</sup> ]
$S_{skut}$	skutečný průřez dýzy	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{tr}$	plocha trubek	[m <sup>2</sup> ]
$S_{TS}$	plocha trubkovnice	[m <sup>2</sup> ]
$S_{v-in}$	průtočný průřez hrdla pro vstup topné vody	[m <sup>2</sup> ]
$S_{TS}$	plocha trubkovnice	[m <sup>2</sup> ]
$S_v$	průtočný průřez vody	[m <sup>2</sup> ]
$S_{v-out}$	průtočný průřez hrdla pro výstup topné vody	[m <sup>2</sup> ]
$V_p$	objem topné páry	[m <sup>3</sup> ]
$V_k$	objem topného kondenzátu	[m <sup>3</sup> ]

$V_{v-in}$	objem ohříváné vody - vstup	[m <sup>3</sup> ]
$V_{v-out}$	objem ohříváné vody - výstup	[m <sup>3</sup> ]
$c$	technologický přírůstek	[mm]
$c_1$	přírůstek na korozi	[mm]
$c_2$	přírůstek na výrobní nepřesnost	[mm]
$c_{p,F}$	měrná tepelná kapacita kondenzátu	[J/kg.K]
$c_{p,v}$	měrná tepelná kapacita vody	[J/kg.K]
$d_1$	vnější průměr trubek	[mm]
$d_2$	vnitřní průměr trubek	[mm]
$f$	koefficient tření	[-]
$f_n$	korekční faktor vlivu teploty	[-]
$f_{well}$	korekce na vlnový pohyb blán	[-]
$g$	normální tíhové zrychlení	[m.s <sup>2</sup> ]
$i_1$	entalpie bypassované páry	[kJ/kg]
$i_2$	entalpie bypassované páry	[kJ/kg]
$i_3$	entalpie páry po svlažení	[kJ/kg]
$i_3''$	entalpie topného kondenzátu	[kJ/kg]
$i_4$	entalpie sestríkové vody	[kJ/kg]
$k$	součinitel prostupu tepla	[W/m <sup>2</sup> .K]
$m_1$	hmotnostní průtok bypassované páry	[kg/s]
$m_2$	hmotnostní průtok bypassované páry	[kJ/kg]
$m_3$	hmotnostní průtok páry na vstupu do OTV	[kg/s]
$m_4$	hmotnostní množství vody po svlažení	[kg/s]
$m_k$	množství topného kondenzátu	[kg/s]
$m_p$	množství topného kondenzátu	[kg/s]
$m_{v-jm}$	jmenovitý průtok ohříváné topné vody	[kg/s]
$m_{v-max}$	maximální průtok ohříváné vody	[kg/s]
$m_{50}$	množství topného kondenzátu	[kg/s]
$n_t$	počet trubek	[-]
$n_T$	součinitel bezpečnosti pro provoz	[-]
$n_{T-zk}$	součinitel bezpečnosti pro tlakovou zkoušku	[-]
$n_{tah}$	počet tahů	[-]
$p$	vnitřní přetlak	[MPa]
$p_1$	tlak bypassované páry	[bar]
$p_4$	tlak sestríkové vody	[bar]
$p_{max}$	dovolený vnitřní přetlak	[MPa]
$p_{p,jm}$	provozní tlak	[MPa]
$p_{p,dim}$	dimenzovací tlak	[MPa]
$p_s$	přetlak za trubkovnicí	[MPa]
$p_v$	přetlak před trubkovnicí	[MPa]
$p_{v-jm}$	provozní tlak topné vody	[bar]
$p_{w,jm}$	provozní tlak	[MPa]
$p_{w,dim}$	dimenzovací tlak	[MPa]
$p_{zk}$	zkušební tlak	[MPa]

$\Delta p_{TR-TEOR}$	tlaková ztráta v trubkách – teoretická	[Pa]
$\Delta p_{VK-TEOR}$	tlaková ztráta v hrdlech vodní komory – teoretická	[Pa]
$\Delta p_{CELKOVÁ}$	tlaková ztráta v hrdlech vodní komory – teoretická	[Pa]
$s$	tloušťka stěny materiálu	[mm]
$t_{akum}$	doba akumulace kond.	[s]
$t$	tloušťka stěny	[mm]
$t_1$	teplota bypassované páry	[°C]
$t_4$	teplota sestřikové vody	[°C]
$t_{p,jm}$	provozní teplota	[°C]
$t_{p,dim}$	dimenzovací teplota	[°C]
$t_{s2}$	střední teplota stěny trubky (odhad)	[°C]
$t_{w,dim}$	dimenzovací teplota	[°C]
$t_{sv1}$	teplota páry po svlažení	[°C]
$t_{sat}$	teplota sytosti páry	[°C]
$t_{v1}$	vstupní teplota topné vody	[°C]
$t_{v2}$	výstupní teplota topné vody	[°C]
$t_{v-stř}$	střední teplota vody	[°C]
$t_{w,dim}$	dimenzovací teplota	[°C]
$t_{w,jm}$	provozní teplota	[°C]
$\Delta t_{log}$	střední logaritmický teplotní spád	[°C]
$\Delta t_{MIN}$	minimální rozdíl teplot	[°C]
$\Delta t_{MAX}$	maximální rozdíl teplot	[°C]
$\Delta t_2$	koncový rozdíl teplot	[°C]
$\Delta t_{př}$	teplota přehřátí páry	[°C]
$\Delta t_{MAX}$	maximální rozdíl teplot	[°C]
$\Delta t_{MIN}$	minimální rozdíl teplot	[°C]
$v''$	měrný objem páry na mezi sytosti	[m <sup>3</sup> /kg]
$w$	rychlost proudění vody v trubkách	[m/s]
$w_k$	rychlost vystupujícího topného kondenzátu	[m/s]
$w_{k-sk}$	skutečná rychlost vystupujícího kondenzátu	[m/s]
$w_p$	volba rychlosti páry v parním hrdle	[m/s]
$w_{p-sk}$	skutečná rychlost v parním hrdle	[m/s]
$w_{v-in}$	rychlost v hrdle pro vstup topné vody	[m/s]
$w_{v,in-sk}$	skutečná rychlost v hrdle pro vstup topné vody	[m/s]
$w_{v-out}$	rychlost v hrdle pro výstup topné vody	[m/s]
$w_{v,out-sk}$	skutečná rychlost v hrdle pro výstup topné vody	[m/s]
$w_{trubky}$	rychlost vody v trubkách	[m/s]
$s_{c-plast}$	celková tloušťka stěny parního pláště	[mm]
$s_p$	rozteč trubek	[mm]
$s_{tr}$	výpočtová tloušťka stěny trubky	[mm]
$s_{tr-min}$	minimální tloušťka stěny trubky v místě ohybu	[mm]
$s_{TR}$	základní tloušťka trubkovnice s vlásenkovými trubkami	[mm]
$s_{TR-MIN}$	minimální tloušťka stěny trubkovnice	[mm]
$s_{TR-SK}$	skutečná tloušťka stěny trubkovnice	[mm]

$S_{\text{plast}}$	tloušťka stěny parního pláště	[mm]
$S_{\text{dno/I}}$	tloušťka stěny eliptického dna na straně páry	[mm]
$S_{\text{c-dno/I}}$	celková tloušťka eliptického dna na straně páry	[mm]
$S_{\text{plast/vk}}$	tloušťka stěny pláště vodní komory	[mm]
$S_{\text{c-plast/vk}}$	celková tloušťka stěny pláště vodní komory	[mm]
$S_{\text{dno/II}}$	tloušťka stěny eliptického dna vodní komory	[mm]
$S_{\text{c-dno/II}}$	celková tloušťka stěny eliptického dna	[mm]
$S_{\text{p-hrdlo}}$	tloušťka stěny parního hrdla	[mm]
$S_{\text{c/p-hrdlo}}$	celková tloušťka stěny parního hrdla	[mm]
$S_{\text{k-hrdlo}}$	tloušťka stěny hrdla pro výstup kondenzátu	[mm]
$S_{\text{c/k-hrdlo}}$	celková tloušťka stěny hrdla pro výstup kondenzátu	[mm]
$S_{\text{v-out}}$	tloušťka stěny hrdla pro výstup topné vody	[mm]
$S_{\text{c/v-out}}$	celková tloušťka stěny hrdla pro výstup topné vody	[mm]
$t_{\text{výp}}$	výpočtová teplota	[°C]
$\alpha_{\text{F}}$	součinitel přestupu tepla na straně páry	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\alpha$	měrný průtok parovzdušné směsi	[kg/mm <sup>2</sup> .h]
$\alpha_{\text{v}}$	součinitel přestupu tepla na straně vody	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\beta$	součinitel omezení výtoku dýzou	[-]
$\varepsilon_{\text{f}}$	absolutní drsnost potrubí	[-]
$\eta_{\text{F}}$	dynamická viskozita kondenzátu	[Pa/s]
$\eta_{\text{F,WALL}}$	dynamická viskozita kondenzátu na stěny trubky	[-]
$\eta_{\text{v}}$	dynamická viskozita vody	[Pa/s]
$\lambda$	ztrátový součinitel tření	[-]
$\lambda_{\text{F}}$	tepelná vodivost kondenzátu	[W/m.K]
$\lambda_{\text{v}}$	součinitel tepelné vodivosti	[W/m.K]
$\nu$	kinematická viskozita vody	[m <sup>2</sup> /s]
$\zeta_1$	souč. místních ztrát (hrdla vodní komory)	[-]
$\zeta_2$	souč. místních ztrát (vstup/výstup trubky)	[-]
$\zeta_4$	souč. místních ztrát (obrat ve vlásence o 180°)	[-]
$\rho_{\text{D}}$	hustota syté páry	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{F}}$	hustota kondenzátu	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{k}}$	hustota topného kondenzátu	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{p}}$	hustota topné páry	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{v}}$	hustota vody	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{v-50}}$	hustota vody při 50 °C	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{v-100}}$	hustota vody při 100 °C	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{\text{v-stř}}$	hustota pro střední teplotu vody 75°C	[kg/m <sup>3</sup> ]
$[\sigma]$	dovolené namáhání materiálu	[MPa]
$[\sigma]_{\text{zk}}$	dovolené namáhání materiálu pro tlakovou zkoušku	[MPa]
$\tau$	opravný součinitel k dovolenému namáhání	[-]
$\varphi$	součinitel svarového spoje	[-]
$\varphi_{\text{d}}$	výtokový součinitel pro odvodušňovací dýzy	[-]

## 1. ÚVOD

Výroba tepla v teplárenských zařízeních je společně s výrobou elektrické energie nákladný proces a snaha co nejvíce snížit náklady na výrobu, patří k prioritám každého provozovatele.

K základním požadavkům teplárenské výroby patří kontinuální dodávka tepla a to vyžaduje bezproblémový provoz všech energetických zařízení. Avšak při samotném provozu, může dojít k nejrůznějším problémům. Jedním z nich může být výpadek turbíny. Při výpadku turbíny dochází k jejímu okamžitému odstavení a současně dochází ke snižování výkonu tepelného zdroje. Než však dojde k úplnému snížení výkonu, tepelný zdroj za tuto dobu vyrobí velké množství páry, která je ve většině případů zmařena vypouštěním do atmosféry. Metoda, která je řešena v této diplomové práci, umožňuje toto množství páry přepouštět do bypassového ohříváku, kde kondenzací páry v trubkovém svazku, dochází k ohřevu topné vody, čímž je zaručena funkce teplofikace i při poruše turbíny. Při úvaze, že hmotnostní průtok páry z tepelného zdroje se pohybuje řádově v desítkách kilogramů za sekundu, je tento způsob bypassování značně úsporným řešením a to i za cenu vyšší pořizovací ceny výměníkového zařízení. Výhodou bypassového ohříváku je i možnost provozu při chodu turbíny. Návratnost vynaložených prostředků se tak zkracuje.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem bypassového ohříváku zapojeném v okruhu topné vody, který je konstruován jako vlásenkový výměník tepla. Optimalizace nákladů je provedena na základě konstrukčních návrhů několika variant ohříváků při vyšších parametrech tlaků kondenzace páry a takto získané údaje jsou následně porovnány z hlediska nejnižší ceny ohříváku jako nejvhodnější.

## 2. TEPELNÉ VÝMĚNÍKY

Tepelné výměníky patří v oblasti energetiky k nepostradatelným zařízením, pomocí kterých dochází k přenosu tepelné energie proudícího teplotnosného média do média druhého. Teplotnosnými médii mohou být pára, voda, spaliny, nebo vzduch. K předávání tepelné energie může docházet průběžně nebo přerušovaně a to v závislosti na konstrukci a použití výměníku.

### 2.1 Požadavky na výměníky

Návrh nejvhodnější a neoptimálnější varianty tepelného výměníku znamená hledání technicko-ekonomického minima.

Při návrhu výměníku musíme přihlížet k základním kritériím, jakými jsou rozměry, hmotnost, spolehlivost a dosažení co nejnižší tlakové ztráty ve výměníku, což vede ke snížení čerpací práce. Tato kritéria ve výsledku ovlivní cenu nejvíce a pouze kompromis mezi nimi napomůže k návrhu optimální varianty tepelného výměníku.

### 2.2 Požadavky na teplotnosné látky

Pro zaručení nejlepšího přenosu tepelné energie jsou základními požadavky na teplotnosné látky:

- Vysoká měrná tepelná kapacita (popř. vysoké měrné výparné teplo)
- Vysoký součinitel tepelné vodivosti
- Nízká viskozita (nízké tlakové ztráty)
- Nízký dopad na korozi zařízení
- Vztah mezi teplotou varu a tlakem

#### 2.2.1 Použití páry a vody ve výměníku

V porovnání se spaliny a vzduchem, které mají nízkou měrnou tepelnou kapacitu, tepelnou vodivost a nízký součinitel tepla, má pára naopak součinitel měrné tepelné kapacity vysoký.

## 2.3 Provoz výměníků

Nejčastějšími problémy tepelných výměníků jsou netěsnosti pracovních látek. Jejich příčinami mohou být:

### 2.3.1 Zanášení výhřevných ploch

Zanášení je usazování různých materiálů (solí, pevných, korozních látek a produktů) na výhřevnou plochu výměníku. Protože tepelná vodivost nánosů bývá podle jejich druhu v rozmezí  $0,5 - 2 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ , zhoršuje se velmi výrazně prostup tepla a tepelný výkon. Nánosy se mohou vyskytnout na obou stranách pracovních látek.

Zanášení lze eliminovat:

- Úpravou vody a tím snížení koncentrace solí
- Čištěním trubek doporučenými chemikáliemi
- Čištěním trubek mechanickým způsobem

### 2.3.2 Koroze výhřevných ploch

Koroze ve výměnících se vyskytuje především ze strany teplé vody a je způsobena obsahem kyslíku, případně oxidem uhličitým. Intenzita koroze se značně zvyšuje přítomností inkrustací a sedimentů.

Rozsah napadení korozí závisí na:

- Chemickém složení vody a zejména na koncentraci  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$ , Ca, Mg nebo  $\text{HCO}_3$ . Dávkováním vhodných inhibičních látek a odplyněním vody můžeme proces koroze zpomalit, ne však zcela zastavit.
- Použitých materiálech výhřevných ploch a plášťů výměníku. Nechráněná nízkouhlíková ocel podléhá korozi, která může být potlačena pozinkováním, nástřikem hliníku, případně použitím různých speciálních povrchových povlaků. Zvýšená odolnost proti korozi byla zaznamenána u ocelí legovaných niklem, chromem a molybdenem a rovněž u nerezavějících ocelí. Vysokou odolnost proti korozi má i měď

K dalším jevům probíhajícím při provozu výměníkového zařízení patří:

### **2.3.3 Únavové porušení trubkového svazku**

Únavové porušení od příčného proudu média v trubkovém svazku sice patří k méně obvyklým jevům, ale pokud jsou vzdálenosti mezi přepážkami navrhnuté relativně velké a rychlost média, která může překračovat i rychlosti nad 50 m/s, mohou být vyvolány vibrace trubek. Porušení se objevují u přepážek nebo trubkovnic a to převážně u jejich vnějších řad.

### **2.3.4 Tepelná dilatace trubek**

Tepelná dilatace, neboli teplotní roztažnost materiálu je jev, při kterém dojde po dodání nebo odebrání tepla ke změně délkového rozměru. Dilatace teplosměnných trubek nepříznivě ovlivňuje stabilitu celé vnitřní vestavby tepelného výměníku. Vhodná konstrukce celé vestavby musí být navrhována s ohledem na vznik těchto dilatací a má konečný vliv na provozuschopnost daného zařízení.

## **2.4 Údržba výměníků**

Pravidelná péče o tepelné výměníky je důležitým faktorem ovlivňujícím funkčnost zařízení po celou dobu jeho životnosti. Pravidelným odstraňováním usazenin šetříme peníze vynaložené na pokrytí energetických ztrát způsobené usazováním minerálních látek.

### **2.4.1 Mechanické čištění za provozu**

Při výskytu drobných křehkých usazenin, jejichž odpor je při odstraňování nízký, je metoda mechanického čištění velice efektivním způsobem. Čištění je prováděno za provozu výměníku porézními kuličkami s abrazivním povrchem, které mají stejný průměr jako teplosměnné trubky výměníku. Kuličky jsou v nastavených časových intervalech vpouštěny do okruhu a protaženy trubkami, čímž strhnou všechny nově vzniklé usazeniny. Tento způsob se standardně používá u přímotrubných kondenzátorů a někdy u přímotrubných ohříváků topné vody.



### **2.4.2 Chemické čištění výměníků**

Výměníky se čistí za zvýšeného tlaku. Po odpojení se systém vypustí, propláchne vodou a čistí vhodným chemickým čističem. Při výběru prostředku je třeba dbát zvýšené pozornosti, aby špatná volba chemikálie nepoškodila výměníkové zařízení.

## **2.5 Výstroj výměníků**

Veškerá výstroj musí být za provozu přístupná, aby se v případě poruchy dalo zařízení ihned odstavit z provozu.

K základním požadavkům na výstroje každé tlakové nádoby obecně patří:

### **2.5.1 Tlakoměry (manometry a vakuometry)**

V případě přetlakových výměníků se měřicí rozsah tlakoměrů volí tak, aby se pracovní přetlak pohyboval ve druhé třetině stupnice, tento přetlak musí být viditelně vyznačen. Ukazatelé tlaku musí být viditelné ze stanoviště obsluhy, proto se umísťují přímo na nádobu. Pokud to konstrukce neumožňuje, tak lze tlakoměry umístit i na přívodní potrubí. Mezi tlakoměrem a nádobou nesmí být uzavírací armatura.

### **2.5.2 Pojistné ventily a pojistná zařízení**

Pojistné ventily a zařízení musí spolehlivě zamezit překročení nejvyššího přípustného přetlaku nebo nejvyšší pracovní teploty. Pojistné ventily se zpravidla umísťují na nejvyšší místo nádoby.

### **2.5.3 Hladinoměry**

Hladinoměry musí být použity u nádob, ve kterých dochází ke kondenzaci plynů. Binární hladinoměry (ano/ne) i v kondenzátoru komínkové páry a v samostatných srážecích přehřátí. V případě výměníku s drženou hladinou je komora hladinoměru montována na víko nádoby při použití odpovídajícího přírubového připojení. U nádob, kde ventil jistí tlak kapaliny, je dovoleno deseti procentní krátkodobé překročení pracovního přetlaku bez ohledu na jeho výši.



*Obr. 2.1 Plovákový hladinoměr pro vertikální montáž s místním ukazatelem.*

#### **2.5.4 Systém odvodu výměníků**

Přivádějí-li se do nádoby nebo se v ní mohou tvořit plyny a páry, je nutno ji vybavit výměník odváděcími trubkami od pojistných ventilů, které je odvedou mimo pracoviště někam kde je možno je zneškodnit. Výfukové trubky nesmí vzniklými odpory ovlivnit funkci pojistných ventilů. Musí být co nejkratší a pokud možno přímé a nesmí uchycením namáhat pojistné ventily. Vybavení tlakoměrem a pojistným ventilem není třeba v případě, kdy zdroj tlaku nedosahuje dosažitelného přetlaku tlakové nádoby a nehrozí zvýšení přetlaku.

#### **2.5.5 Teploměry**

Teploměrem musí být vybaveny nádoby, které jsou součástí technologického procesu probíhajícího se závaznou kontrolou teploty. Teploměr musí být umístěn na nádobě s dobrou viditelností pro obsluhu, případně musí být zařízení vybaveno dálkovým teploměrem.

### **2.6 Strojní části výměníků**

Výměňková nádoba musí splňovat základní požadavek na konstrukci, kterou je co nejjednodušší tvar, umožňující hospodárnou výrobní technologii a spolehlivost. Je důležité brát zřetel i na transport zařízení, který musí být co nejjednodušší.

### **2.6.1 Plášť**

Základním stavebním prvkem pláště výměníku jsou válcové luby vyráběné válcováním na tříválcových zakružovacích stolicích. Počet lubů potřebný pro danou konstrukci je dán její výškou a výrobními možnostmi. Je nutné volit takové uspořádání, aby počet svarů byl co nejmenší, což ve výsledku ovlivňuje pevnostní vlastnosti celého pláště.

### **2.6.2 Víka, dna**

Víka a dna tlakových nádob se vyrábí lisováním v zápustce. Ve většině případů se používají dna klenutá. Klenutá dna mají normalizované rozměry pro potřeby pevnostních výpočtů. Dělíme je na torosferická, kulová a eliptická. Eliptické dno použité při konstrukci v této diplomové práci se skládá ze tří rotačních geometrických útvarů (kulového vrchlíku, anuloidového přechodu a válcového lemu).

### **2.6.3 Hrdla, průlezy, pracovní otvory**

Výměníky musí být opatřeny hrdly, průlezy, nebo pracovními otvory v místech dostupných obsluze, pro zabezpečení prohlídky, čištění, montáže a demontáže rozebíratelných vnitřních ústrojí nádob. Nádoby se snímatelnými dny, víky, nebo hrdly nemusí obsahovat pracovní otvor.

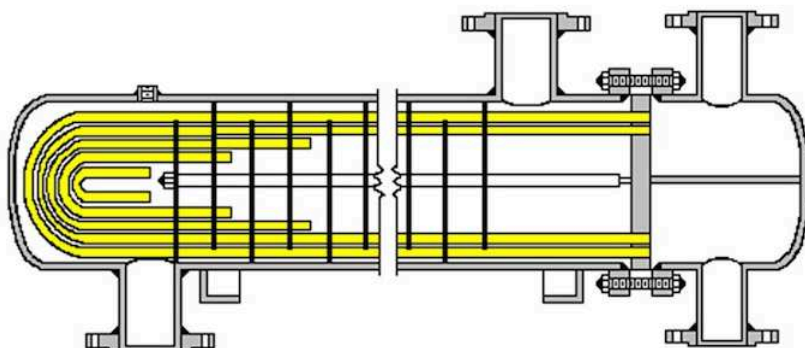
### **2.6.4 Patky a transportní závěsy**

Pro uchycení a zajištění správné polohy výměníku ve strojovně je potřeba osadit výměník žebrovanými patkami, které jsou přivařeny k plášti. Stejně tak je to i s transportními závěsy, na které se při transportu zavěšují řetězy a ulehčují tak manipulaci.

### 3. VLÁSENKOVÝ VÝMĚNÍK TEPLA

Vlásenkový výměník tepla je tepelný výměník s trubkami do tvaru U. Trubky (vlásenky) jsou uspořádány na roztečných kružnicích vnitřního a vnějšího svazku. Vlásenky jsou ve většině případů zaválcovány svými konci do trubkovnice. Tento tvar svazku teplosměnných trubek je výhodný z hlediska kompenzace tepelné dilatace trubek. [6]

Tato konstrukce je v energetice používána zejména pro nízkotlaké, vysokotlaké ohříváky, ohříváky topné vody, kondenzátory komínkové páry, kondenzátory paroproudých vývěv apod.



Obr. 3.2 Řez vlásenkovým výměníkem. [13]

#### 3.1 Výhody použití vlásenkového výměníku

Použití vlásenek, oproti výměníkům s přímými trubkami, přináší výhodu v použití pouze jedné trubkovnice a jedné vodní komory, čímž se snižuje celková délka zařízení a jeho hmotnost. To vše přináší značnou úsporu výrobních nákladů a snižuje náročnost umístění do dispozice strojovny.

#### 3.2 Konstrukce vlásenkového výměníku

V této práci je řešen vertikální výměník s vodní komorou dole. Tento výměník je složen z pláště, který je spojen s trubkovnicí, kterou prochází teplosměnné vlásenky. Vlásenky jsou svými konci zaválcovány do trubkovnice a sestaveny do svazku, na nichž je instalována vnitřní vestavba pro usměrnění a plynulý odvod proudících médií. Na plášti jsou provedena hrdla přívodů ohřívacího média a provozního odvzdušnění. Pod trubkovnicí se nachází vodní

komora, která je přepážkou rozdělena na dvě části (vodní prostory), a hrdla pro vstup a výstup ohřívaného média. [7]



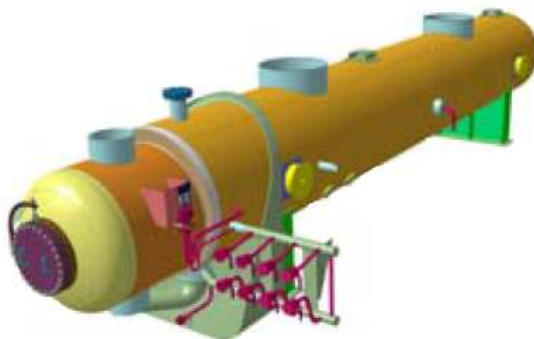
*Obr. 3.3 Trubkovnice a uspořádání vlásenek ve svazku. [8]*

Jsou známy konstrukce vlásenkových výměníků tepla, kde oba konce vlásenek leží v trojúhelníkové mříž tak, že vstupní plocha vlásenek je vytvořena na jedné polovině trubkovnice a výstupní plocha na druhé polovině trubkovnice. [6]

Vlásenkové výměníky tepla s kondenzací topné páry v mezitrubkovém prostoru se navrhují ve dvou provedeních a to vertikální nebo horizontální. [6]

### 3.2.1 Horizontální provedení

Klasickým provedením horizontálního výměníku je kondenzátor parní turbíny nebo ležatý nízkotlaký regenerační ohřívák. I ohříváky topné vody se zpravidla provádějí horizontální.

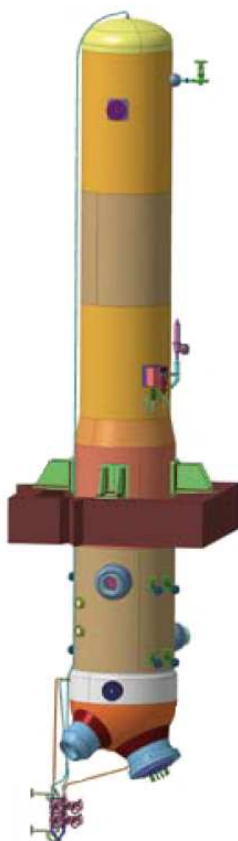


*Obr. 3.4 Horizontální provedení vlásenkového výměníku.[8]*

### 3.2.2 Vertikální provedení

Typickými vertikálními vlásenkovými výměníky jsou nízkotlaké a vysokotlaké ohříváky, které se vyrábí v provedení s vodní komorou dole nebo nahoře.

Na obr. 3.5 je vyobrazen svislý vlásenkový výměník navrhnutý společností Doosan Škoda Power s vodní komorou ve spodní části.



*Obr. 3.5 Vertikální provedení vlásenkového výměníku.[8]*

### 3.3 Princip funkce vertikálního vlásenkového výměníku

Vstupující topná pára do výměníku proudí do mezitrubkového prostoru svazku. Vzniklý kondenzát stéká po svislých stěnách vnější strany trubek, které svými roztečemi umožňují pohyb kondenzátu. Rozteč mezistěn musí být navržena tak, aby na trubkách nevznikla příliš velká vrstva kondenzátu (prioritně se rozteč řídí dle stability svazku z hlediska kmitání), která ovlivňuje součinitel přestupu tepla.

Přívod páry do mezitrubkového prostoru je obvykle umístěn na boční straně pláště ve vhodné výšce. Existují však i konstrukce, kdy je vstup páry řešen jako osový a podle umístění vodní komory je vstupní hrdlo v horní nebo spodní části výměníku. [7]

## 4. SPECIFIKACE ZADANÍ

### 4.1 Bypassový ohřívák topné vody

Tepelný výměník je navrhován jako bypassový vlásenkový ohřívák topné vody, sloužící k ohřevu topné vody určené do spotřební sítě.

Bypassový ohřívák topné vody je zpravidla požadován pro teplárny s protitlakými turbínami a v provozu je především při výpadku nebo odstávce turbíny. Tímto opatřením je zaručena teplofikace i při havárii turbíny. Provoz teplofikace je nadřazen výrobě elektrické energie.

Ohřívák může být v případě potřeby provozován i za chodu turbíny. Při požadavku ohřátí vody na vyšší teplotu, než jsou schopny zajistit základní ohříváky topné vody, slouží bypassový ohřívák jako špičkový ohřívák topné vody.

Dojde-li k výpadku turbíny, dochází k bypassování (obtokování) turbíny a veškerá admisní pára je vedena do bypassového ohříváku, což je z ekonomického hlediska velice výhodné, protože vzniklá pára není vypouštěna do atmosféry, ale zcela využita kondenzací v ohříváku až do snížení výkonu tepelného zdroje. Vzniklý kondenzát, který je na úrovni čistoty demi-vody je zachován v cyklu a znovu využit. Stanice vody nemusí dodávat velké množství čisté vody do cyklu.

Bypassování je možné provést i při najíždění tepelného zdroje, kdy turbína ještě není zcela připravena k provozu.

### 4.2 Zhodnocení zadání

Výstupem této diplomové práce je především konstrukční návrh bypassového ohříváku topné vody při tlaku kondenzace páry 2 bar(a).

Je také provedena optimalizace nákladů, která spočívá ve výpočtu několika variant ohříváků, kde ve výměníku dochází ke kondenzaci bypassované páry páry při tlaku 4 a 6 barů. Takto získané výsledky budou později podrobeny analýze, kterou určíme nejvhodnější a nejoptimálnější variantu ohříváku z hlediska jeho výrobních nákladů.

## 5. SCHÉMA PÁRA/VODA – FUNKČNÍ POPIS

Na obr. 5.6 je vyobrazeno částečné schéma pára/voda, které se skládá z protitlaké parní turbíny, systému výměníkůvých stanic (včetně řešeného bypassového výměníku), nízkotlaké a vysokotlaké regenerace, napájecí nádrže, kondenzátních a napájecích čerpadel a zástřikových komor.

### 5.1 Protitlaká parní turbína

Protitlaká parní turbína o výkonu 45 MW je jednotělesová turbína opatřena systémem ucpávkové a komínkové páry a pěti odběry. Odběr I. je určen pro ohřívák topné vody 2 (OTV2), odběr II. pro nízkotlakou regeneraci napájecí vody, odběr III. slouží pro ohřev kondenzátu v napájecí nádrži a odběry IV. a V. jsou určeny pro vysokotlakou regeneraci.

Systém ucpávkové páry je systém zabráňující úniku páry z turbíny nebo vnikání vzduchu do turbíny. V místech, kde vzniká přetlak, může pára z turbíny proniknout kolem hřídele přes ucpávky ven z turbíny a nepříznivě tak ovlivnit kvalitu oleje potřebného k mazání ložisek. Naopak v místech, kde vzniká podtlak, dochází k přisávání atmosférického vzduchu přes rotorové ucpávky až do turbíny, což může zapříčinit nárůst objemu plynů v páře, které zhorší vakuum a podporují korozi.

Ucpávková pára je složena z několika okruhů. Vnitřní okruh odvádí páru, která projde přes ucpávky do III. parního odběru turbíny. Vnější ucpávkový okruh spojuje přední a zadní ucpávku turbíny. Vnější sekce ucpávek v předu i v zadu turbíny tvoří tzv. systém komínkové páry. Systém komínkové páry zajišťuje odvod prošlé páry ucpávkami do tzv. komínků, kde je společně s přisátým vzduchem odveden do kondenzátoru komínkové páry (KKP), který je umístěn v trase topné vody a vzniklý kondenzát je čerpán kondenzátním čerpadlem do ohříváku topné vody 1 (OTV1).

Pára pro systémy komínkové a ucpávkové páry je odebírána z hlavní větve a jejím svlažením dochází k úpravě na požadované parametry (zástřiková komora C). Pro zahlcení úcpávek v zadní části turbíny proudí pára přes další zástřikovou komoru A. Zbylá pára je po dostatečném zahlcení vedena přes regulační ventil do OTV1.



## 5.2 Ohřev topné vody

Systém ohřevu topné vody je realizován třemi sériově za sebou řazenými ohříváky, které jsou umístěny v trase topné vody vedoucí dále do spotřební sítě.

OTV1 je topen výstupní párou z turbíny. Tlak páry před vstupem do ohříváku je redukován v redukční stanici B. Vzniklý kondenzát je posléze dopravován kondenzátním čerpadlem do OTV2 a zaveden do podchlazovače kondenzátu.

OTV2 je topen z I. parního odběru turbíny a topný kondenzát je dopravován kondenzátním čerpadlem do podchlazovače nízkotlaké regenerace.

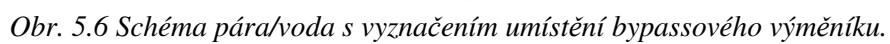
Třetí (bypassový) ohřívák je topen párou z kotle, která je přepouštěna do bypassového ventilu, který plní funkci regulačního a uzavíracího členu. Za bypassovým ventilem je umístěn chladič páry, který upravuje páru na požadované parametry. Vzniklý kondenzát topné páry v bypassovém ohříváku je dopravován bypassovým čerpadlem do napájecí nádrže.

## 5.3 Nízkotlaká regenerace

Nízkotlaká regenerace je tvořena jedním nízkotlakým ohřívákem (NTO), který je topen z II. turbínového odběru. Nízkotlaký ohřívák je opatřen podchlazovačem kondenzátu, který je kaskádován do OTV2. Ohřívák má v případě nutného odstavení obtok zajišťující přívod kondenzátu do napájecí nádrže.

## 5.4 Vysokotlaká regenerace

Systém vysokotlaké regenerace, sloužící k ohřevu napájecí vody, je složen ze dvou vysokotlakých ohříváku, které jsou topeny odběrem IV. v případě vysokotlakého ohříváku 1 (VTO1) a odběrem V. v případě vysokotlakého ohříváku 2 (VTO2). Oba výměníky mají integrované podchlazovače kondenzátu. Vzniklý kondenzát je kaskádováním nejprve odveden z VTO1 do VTO2 a následně pak veden do směšovače před napájecí nádrž. Oba výměníky mají v případě poruchy obtokovou trasu.



## 6. KONSTRUČKNÍ NÁVRH OHŘÍVÁKU

Vzhledem k dispozičním okolnostem navrhujeme bypassový ohřívák jako vertikální s vodní komorou ve spodní části.

### 6.1 Plášť, eliptické dno

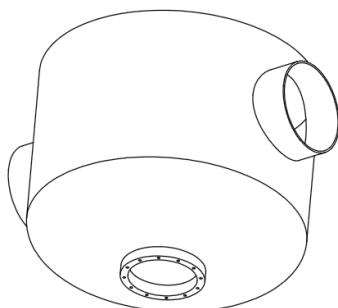
Materiál pláště a eliptického dna, které je přivařeno na horní části pláště je navrhuto z oceli P265GH. Na plášti je umístěno hrdlo pro vstup topné páry a potrubí určené pro provozní odvodušnění.

### 6.2 Vodní komora

Vodní komora je tvořena pláštěm, klenutým dnem, hrdly pro vstup a výstup ohříváné vody a průřezovým hrdlem ve spodní části vodní komory a celá komora je přivařena k hlavnímu plášti ohříváku. Průměr vodní komory navrhujeme menší než průměr trubkovnice. Materiál vodní komory je ocel P265GH.

#### 6.2.1 Ochrana vodní komory

Kvalita topné vody ve vodní komoře nepodléhá tak vysokým nárokům jako v parovodním cyklu. I v tomto případě je však nutno chránit vnitřní části vodní komory před vznikem koroze. Jelikož topná voda přesahuje v mezních případech teplotu i 130 °C, není možné použít epoxidový nátěr vnitřní strany vodní komory. Nejlepším protikorozním opatřením v případě OTV na horkou vodu je žárový nástřík hliníku.

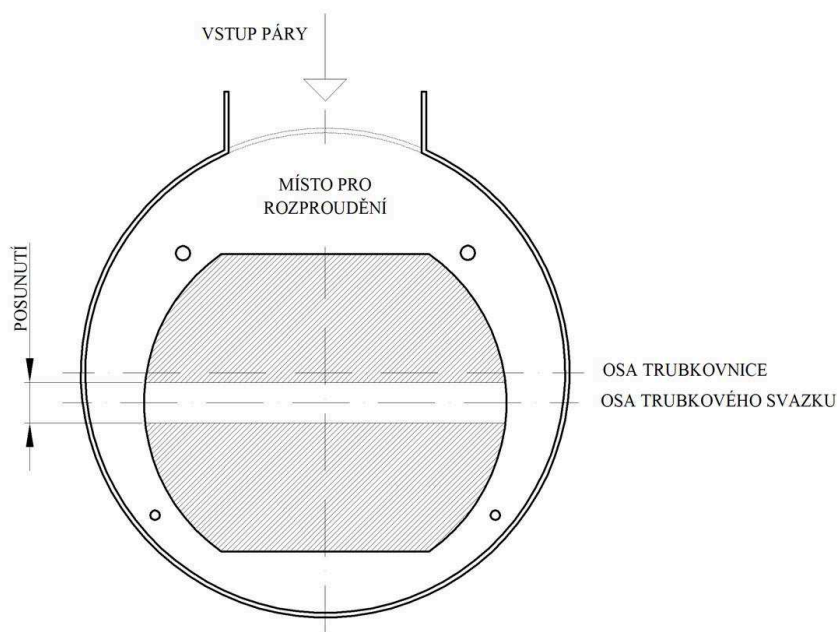


*Obr. 6.7 Vodní komora bypassového ohříváku.*

### 6.3 Trubkovnice

Trubkovnice je navrhována z oceli P295GH a jsou do ní vyvrtány otvory pro teplosměnné vlásenky. Počet vlásenek vychází z výpočtu.

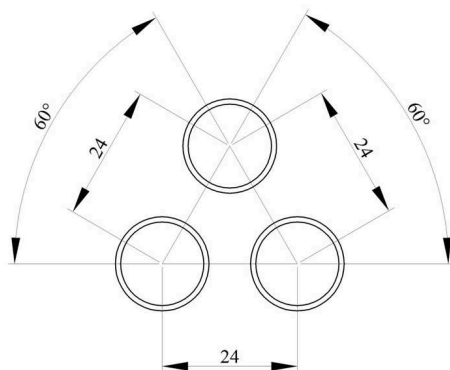
Vzhledem k nutnosti rozproudění páry v ohříváku je osa trubkového svazku posunuta od osy trubkovnice tak, aby svazek nezasahoval do přechodového rádiusu v trubkovnici a otvorům pro distanční tyče. Pro zadržení vlhkosti páry, jsou v předních řadách trubek navíc instalovány náporové tyče (viz. příloha č.2).



Obr. 6.8 Trubkovnice s posunutým trubkovým svazkem.

#### 6.3.1 Uspořádání trubek v trubkovnici

Vlásenky jsou navrženy do trojúhelníkového uspořádání (tzv. rastru) s vrcholovým úhlem  $60^\circ$  a roztečí 24 mm.



Obr. 6.9 Detail rastru trubkového svazku.

## 7. NÁVRH TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK

Teplosměnné trubky tvoří nejdůležitější část výměníku. Volba jejich rozměrů musí zohledňovat jeho konečnou velikost i maximální tlakovou ztrátu na vodní straně. Proto rychlost vody proudící uvnitř teplosměnných trubek musí být volena tak, aby splňovala podmínku tlakové ztráty. Materiál trubek pro ohříváky topné vody se nejčastěji volí bezešvé ocelové trubky z austenitické korozivzdorné oceli.

Příslušný počet teplosměnných trubek v ohříváku je vypočten pomocí průtočného průřezu vody, který je dán jejím maximálním průtokem, rychlostí a střední hustotou.

Výsledky jednotlivých výpočtů jsou zpracovány v tabulkách na konci každého výpočtu a porovnány s výsledky pro variantu ohříváku s kondenzací páry 4 a 6 barů.

### 7.1 Volba rozměrů teplosměnných trubek

Dle normy ČSN EN 10216-5 - Bezešvé ocelové trubky pro tlakové nádoby a zařízení volíme materiál teplosměnných trubek X6CrNiTi18-10 (1.4541), označení dle AISI - 321. Souhrn jeho základních vlastností je uveden v tabulkách 1. ,2. ,3.

Rozměry teplosměnných trubek volíme:

vnější Ø potrubí	$d_1$	18,0	[mm]
vnitřní Ø potrubí	$d_2$	16,0	[mm]
tloušťka stěny	$t$	1,0	[mm]

Tab. 1 Mechanické vlastnosti materiálu X6CrNiTi18-10. [8]

Mechanické vlastnosti			
Mez kluzu $R_e$ min. / max.	Pevnost v tahu $R_m$ min. / max.	Minimální tažnost $A$ příčná / podélná	Tepelná vodivost $\lambda$
220 - 250 [MPa]	460 - 680 [MPa]	30 - 35 [%]	15,0 [W/m.K]

Tab. 2 Užité vlastnosti materiálu X6CrNiTi18-10. [8]

Užité vlastnosti			
Svařování	Tvárnost / Tažnost	Korozní odolnost	Použitelnost do $t_{max}$
vynikající	dobrá	velmi dobrá	500 [°C]

Tab. 3 Chemické složení materiálu X6CrNiTi18-10. [8]

Chemické složení [%]				
C	Cr	Ni	Mn	Ti
< 0,08	17,0 - 19,0	9,0 - 12,0	< 2,0	5xC - 0,8

## 7.2 Výpočet počtu teplosměnných trubek

vstupní hodnoty:

maximální průtok ohříváné vody	$\dot{m}_{v-\max}$	694	[kg/s]
hustota pro střední teplotu vody 75°C	$\rho_{v-\text{stř}}$	975,34	[kg/m <sup>3</sup> ]
vnitřní průměr trubky	$d_2$	0,016	[m]

Rychlost vody proudící uvnitř trubkového svazku volíme  $w_{\text{trubky}} = 2$  m/s. Rychlost vody může být i vyšší, její velikost je však ovlivněna hodnotou celkové tlakové ztráty na vodní straně.

### 7.2.1 Průtočný průřez vody

$$S_v = \frac{\dot{m}_{v-\max}}{\rho_{v-\text{stř}} \cdot w_{\text{trubky}}} \quad [\text{m}^2] \quad (1)$$

$$S_v = \frac{694}{975,34 \cdot 2}$$

$$S_v = 0,356 \text{ m}^2$$

### 7.2.2 Počet teplosměnných trubek v ohříváku

$$n_t = \frac{S_v}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \quad [-] \quad (2)$$

$$n_t = \frac{0,356}{\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}}$$

$$n_t = 1769 \text{ trubek}$$

Tab.4 Počet teplosměnných trubek v ohříváku při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

		2 bar	4 bar	6 bar
volba rychlosti topné vody ve svazku	$w_{\text{trubky}}$ [m/s]	2,0	2,3	2,4
průtočný průřez vody	$S_v$ [m <sup>2</sup> ]	0,36	0,31	0,30
počet teplosměnných trubek v ohříváku	$n_t$ [-]	1769	1539	1475

## 8. TEPELNÝ VÝPOČET OHŘÍVÁKU

Tepelný výpočet vede k určení teplosměnné plochy ohříváku, která musí zaručovat přenos tepelného výkonu při dodržení povolených hodnot tlakových ztrát. Návrh ohříváku musí zohledňovat hlediska minimální a maximální rychlosti proudění vody uvnitř trubek, eliminaci teplotních dilatací i možnost vhodného čištění a údržby.

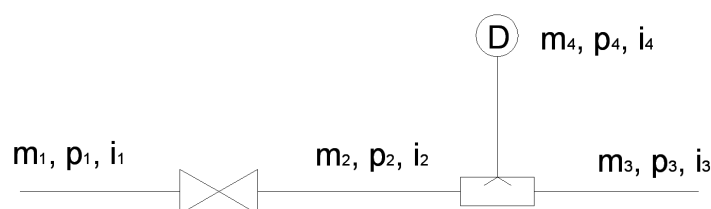
Před samotným tepelným výpočtem je provedena bilance zástřikové komory a nalezení požadované hodnoty hmotnostního průtoku páry na vstupu do ohříváku. Požadovaný tlak topné páry na vstupu do ohříváku jsou 2 bar(a).

### 8.1 Bilance zástřikové komory

vstupní hodnoty:

tlak bypassované páry	$p_1$	111	[bar <sub>(a)</sub> ]
teplota bypassované páry	$t_1$	540	[°C]
entalpie bypassované páry	$i_1$	3465,4	[kJ/kg]
hmotnostní průtok bypassované páry	$\dot{m}_1$	44	[kg/s]

K určení hmotnostního množství vody ke svlažení páry vycházím z bilanční rovnice a ze schématu pára-voda (obr.5.6):



$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$i_1 = i_2$$

$$\dot{m}_3 \cdot i_3 = \dot{m}_2 \cdot i_2 + \dot{m}_4 \cdot i_4$$

$$\dot{m}_4 \cdot i_3 + \dot{m}_2 \cdot i_3 = \dot{m}_2 \cdot i_2 + \dot{m}_4 \cdot i_4$$

$$\dot{m}_4 \cdot i_3 - \dot{m}_4 \cdot i_4 = \dot{m}_2 \cdot i_2 - \dot{m}_2 \cdot i_3$$

$$\dot{m}_4 \cdot (i_3 - i_4) = \dot{m}_2 \cdot (i_2 - i_3)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 \cdot \frac{i_2 - i_3}{i_3 - i_4} \quad [\text{kg/s}] \quad (3)$$

kde

$\dot{m}_2$	množství bypassované páry	[kg/s]
$i_2$	entalpie bypassované páry	[kJ/kg]
$i_3$	entalpie páry po svlažení	[kJ/kg]
$i_4$	entalpie zástřikové vody	[kJ/kg]

### 8.1.1 Entalpie a teplota páry po svlažení

#### 8.1.1.1 Teplota páry po svlažení

$$t_{svl} = t_{sat} + t_{př} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4)$$

$$t_{svl} = 120,21 + 20$$

$$t_{svl} = 140,21 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

kde

$t_{sat}$                       teplota sytosti páry                       $[^{\circ}\text{C}]$

$\Delta t_{př}$                       teplota přehřátí páry                       $[^{\circ}\text{C}]$

#### 8.1.1.2 Entalpie páry po svlažení ( $t = 140,21^{\circ}\text{C}$ , $p = 2 \text{ bar}$ ) [10]

$$i_3 = 2748,75 \text{ kJ / kg}$$

### 8.1.2 Entalpie zástřikové vody

teplota sestřikové vody                       $t_4 = 120,21$                        $[^{\circ}\text{C}]$

tlak sestřikové vody                       $p_4 = 7$                        $[\text{bar}]$

#### 8.1.2.1 Entalpie zástřikové vody ( $t = 120,21^{\circ}\text{C}$ , $p = 7 \text{ bar}$ ): [10]

$$i_4 = 505,03 \text{ kJ / kg}$$

### 8.1.3 Hmotnostní průtok zástřikové vody pro svlažení páry

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_2 \cdot \frac{i_2 - i_3}{i_3 - i_4} \quad [\text{kg/s}] \quad (5)$$

$$\dot{m}_4 = 44 \cdot \frac{3465,4 - 2748,75}{2748,75 - 505,03}$$

$$\dot{m}_4 = 14,054 \text{ kg / s}$$

Tab.5 Bilance zástřikové komory při hodnotách tlaku kondenzace pár 4 a 6 barů.

			2 bar	4 bar	6 bar
teplota sytosti	$t_{sat}$	$[^{\circ}\text{C}]$	120,21	143,61	158,83
přehřátí páry	$\Delta t_{př}$	$[^{\circ}\text{C}]$	20,0	20,0	20,0
teplota páry po svlažení	$t_{svl}$	$[^{\circ}\text{C}]$	140,21	163,61	178,83
entalpie páry po svlažení	$i_3$	$[\text{kJ/kg}]$	2748,75	2783,15	2803,38
teplota zástřikové vody	$t_4$	$[^{\circ}\text{C}]$	120,21	143,61	158,83
tlak zástřikové vody	$p_4$	$[\text{bar}]$	7,0	7,0	7,0
entalpie zástřikové vody	$i_4$	$[\text{kJ/kg}]$	505,03	604,91	670,56
množství zástřikové vody	$\dot{m}_4$	$[\text{kg/s}]$	14,054	13,782	13,659



## 8.2 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody

Výpočet je proveden na základě hodnot určených pro střední teplotu vody. Následně jsou pomocí těchto hodnot vypočítány bezrozměrná kritéria (Reynoldsovo, Prandtlovo, Nusseltovo), pomocí kterých se dopočítá žádaná velikost součinitele přestupu tepla na straně vodní straně. Výpočet a značení dle [2].

vstupní hodnoty:

vstupní teplota topné vody	$t_{v1}$	50	[°C]
výstupní teplota topné vody	$t_{v2}$	100	[°C]
maximální průtok topné vody	$m_{v-max}$	694	[kg/s]
jmenovitý provozní tlak topné vody	$p_{v-jm}$	12	[bar]

### 8.2.1 Střední (výpočtová) teplota vody

$$t_{v-stř} = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6)$$

$$t_{v-stř} = \frac{50 + 100}{2}$$

$$t_{v-stř} = 75^{\circ}\text{C}$$

vstupní hodnoty: ( $t_{stř}=75^{\circ}\text{C}$ ,  $p=12$  bar) [10]

dynamická viskozita vody	$\eta_v$	$3,78 \cdot 10^{-4}$	[Pa/s]
hustota vody	$\rho_v$	975,34	[kg/m <sup>3</sup> ]
kinematická viskozita vody	$\nu$	$3,876 \cdot 10^{-7}$	[m <sup>2</sup> /s]
měrná tepelná kapacita vody	$c_{p,v}$	4189,15	[J/kg.K]
součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_v$	0,664	[W/m.K]
rychlost proudění vody v trubkách	$w$	2,0	[m/s]
vnitřní průměr trubek	$d_2$	0,016	[m]

### 8.2.2 Prandtlovo kritérium na straně vody

$$Pr_v = \frac{\eta_v \cdot c_{p,v}}{\lambda_v} \quad [-] \quad [2] \quad (7)$$

$$Pr_v = \frac{3,78 \cdot 10^{-4} \cdot 4189,15}{0,664}$$

$$Pr_v = 2,38$$

**8.2.3 Reynoldsovo kritérium na straně vody**

$$\text{Re}_v = \frac{w \cdot d_2}{\nu} \quad [-] \quad [2] (8)$$

$$\text{Re}_v = \frac{2 \cdot 0,016}{3,876 \cdot 10^{-7}}$$

$$\text{Re}_v = 82\,562$$

**8.2.4 Nusseltovo kritérium na straně vody**

$$\text{Nu}_v = \frac{\text{Re}_v \text{Pr}_v \zeta / 8}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\zeta / 8} (\text{Pr}_v^{2/3} - 1)} \quad [-] \quad [2] (9)$$

$$\text{Nu}_v = \frac{82562 \cdot 2,38 \cdot 1,85 \cdot 10^{-2} / 8}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{1,85 \cdot 10^{-2} / 8} \cdot (2,38^{2/3} - 1)}$$

$$\text{Nu}_v = 308$$

Nusseltovo kritérium platné v rozmezí:  $0,6 < \text{Pr}_v < 1000$

$$10^4 < \text{Re}_v < 10^6$$

**8.2.5 Koeficient tření**

$$f = [1,8 \cdot \log(\text{Re}) - 1,5]^{-2} \quad [-] \quad [2] (10)$$

$$f = [1,8 \cdot \log(82562) - 1,5]^{-2}$$

$$f = 1,85 \cdot 10^{-2}$$

**8.2.6 Součinitel přestupu tepla na straně vody**

$$\alpha_v = \frac{\text{Nu}_v \cdot \lambda_v}{d_2} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad [2] (11)$$

$$\alpha_v = \frac{308 \cdot 0,664}{0,016}$$

$$\alpha_v = 12\,779 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Tab.6 Součinitel přestupu tepla na straně vody při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

			2 bar	4 bar	6 bar
Prandtlovo kritérium	$\text{Pr}_v$	[-]	2,38	2,38	2,38
Reynoldsovo kritérium	$\text{Re}_v$	[-]	85562	94947	99075
Nusseltovo kritérium	$\text{Nu}_v$	[-]	308,0	345,40	357,80
součinitel přestupu tepla	$\alpha_v$	$[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$	12779	14337	14849

### 8.3 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně páry:

Při kondenzaci páry vzniká na teplosměnných trubkách vodní film, který vlivem gravitace stéká po teplosměnných trubkách a hodnota součinitele přestupu tepla je tedy závislá na tloušťce tohoto filmu. Výsledkem výpočtu je průměrná hodnota součinitele přestupu tepla na parní straně.

Výpočet a značení dle [2]. Výpočtová teplota je teplota sytosti páry pro tlak kondenzace 2 bar ( $t_{\text{sat}} = 120,21 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

vstupní hodnoty: [10]

hmotnostní průtok kondenzátu  $M_F$  = množství páry na vstupu do ohříváku  $\dot{m}_3$

dynamická viskozita kondenzátu	$\eta_F$	$2,32 \cdot 10^{-4}$	[Pa/s]
hustota kondenzátu	$\rho_F$	942,95	[kg/m <sup>3</sup> ]
hustota syté páry	$\rho_D$	1,129	[kg/m <sup>3</sup> ]
měrná tepelná kapacita kondenzátu	$c_{p,F}$	4247	[J/kg.K]
tepelná vodivost kondenzátu	$\lambda_F$	0,684	[W/m.K]
vnější průměr trubek	$d_1$	0,018	[m]
počet trubek ohříváku	$n_t$	1769	[-]
hmotnostní množství bypassované páry	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$	44	[kg/s]
normální tíhové zrychlení	$g$	9,80665	[m.s <sup>2</sup> ]

#### 8.3.1 Hmotnostní množství páry na vstupu do ohříváku

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad [\text{kg/s}] \quad [2] \quad (12)$$

$$\dot{m}_3 = 44 + 14,054$$

$$\dot{m}_3 = 58,054 \text{ kg/s}$$

#### 8.3.2 Prandtlovo kritérium na straně páry

$$\text{Pr}_F = \frac{\eta_F \cdot c_{p,F}}{\lambda_F} \quad [-] \quad [2] \quad (13)$$

$$\text{Pr}_F = \frac{2,32 \cdot 10^{-4} \cdot 4247}{0,684}$$

$$\text{Pr}_F = 1,44$$

#### 8.3.3 Reynoldsovo kritérium na straně páry

$$\text{Re}_F = \frac{M_F}{\pi \cdot d_1 \cdot \eta_F \cdot n_t} \quad [-] \quad [2] \quad (14)$$

$$\text{Re}_F = \frac{58,054}{\pi \cdot 0,018 \cdot 2,32 \cdot 10^{-4} \cdot 1769}$$

$$\text{Re}_F = 2\,504,52$$

### 8.3.4 Nusseltovo kritérium - laminární proudění

$$\text{Nu}_{F,l} = 0,925 \cdot \left( \frac{1 - (\rho_D / \rho_F)}{\text{Re}_F} \right)^{1/3} \quad [-] \quad [2] (15)$$

$$\text{Nu}_{F,l} = 0,925 \cdot \left( \frac{1 - 0,012}{2504,52} \right)^{1/3}$$

$$\text{Nu}_{F,l} = 0,068$$

kde

$$\left( \frac{\rho_D}{\rho_F} \right) \quad \text{poměr hustot} \quad [\text{kg/m}^3]$$

### 8.3.5 Poměr hustot

$$\left( \frac{\rho_D}{\rho_F} \right) = \left( \frac{1,129}{942,935} \right) = 0,012 \text{ kg / m}^3 \quad [2] (16)$$

### 8.3.6 Nusseltovovo kritérium - turbulentní proudění

$$\text{Nu}_{F,t} = \frac{0,020 \cdot \text{Re}_F^{7/24} \cdot \text{Pr}_F^{1/3}}{1 + 20,52 \cdot \text{Re}_F^{-3/8} \cdot \text{Pr}_F^{-1/6}} \quad [-] \quad [2] (17)$$

$$\text{Nu}_{F,t} = \frac{0,020 \cdot 2504,52^{7/24} \cdot 1,44^{1/3}}{1 + 20,52 \cdot 2504,52^{-3/8} \cdot 1,44^{-1/6}}$$

$$\text{Nu}_{F,t} = 0,109$$

### 8.3.7 Celkové Nusseltovo kritérium na straně páry

$$\text{Nu}_F = \sqrt[1,2]{(f_{\text{well}} \cdot \text{Nu}_{F,l})^{1,2} + (\text{Nu}_{F,t})^{1,2}} \cdot f_N \quad [-] \quad [2] (18)$$

$$\text{Nu}_F = \sqrt[1,2]{(1,37 \cdot 0,068)^{1,2} + (0,109)^{1,2}} \cdot 0,946$$

$$\text{Nu}_F = 0,171$$

kde

$f_{well}$	korekce na vlnový pohyb blán	[-]
$f_n$	korekční faktor vlivu teploty	[-]

### 8.3.8 Korekční faktor vlivu teploty

$$f_N = \left( \frac{\eta_F}{\eta_{F,WALL}} \right)^{1/4} \quad [-] \quad [2] (19)$$

$$f_N = \left( \frac{2,32 \cdot 10^{-4}}{2,89 \cdot 10^{-4}} \right)^{1/4}$$

$$f_N = 0,946$$

kde

$$\eta_{F,WALL} \quad \text{dynamická viskozita kondenzátu na stěně trubky} \quad [\text{Pa/s}]$$

dynamická viskozita kondenzátu na stěně trubky ( $t_{s2} = 97,5 \text{ °C}$ ;  $p = 2 \text{ bar}$ ): [10]

$$\eta_{F,WALL} = 2,89 \cdot 10^{-4} \text{ Pa/s}$$

### 8.3.9 Střední teplota stěny trubky (odhad)

$$ts_2 = \frac{t_{stř} + t_{sat}}{2} \quad [°C] \quad (20)$$

$$ts_2 = \frac{75 + 120,21}{2}$$

$$ts_2 = 97,5 \text{ °C}$$

### 8.3.10 Korekce na vlnový pohyb blán

$$f_{well} = \frac{Nu_{F,x,l,well}}{Nu_{F,x,l}} = \begin{cases} 1 & \text{pro } Re_F < 1 \\ Re_F^{0,04} & \text{pro } Re_F \geq 1 \end{cases} \quad [2] (21)$$

$$Re_F = 2504,52 > 1$$

pak

$$f_{well} = Re_F^{0,04} = 2504,52^{0,04} = 1,37 \quad [-]$$

### 8.3.11 Součinitel přestupu tepla na straně páry

$$\alpha_F = \frac{Nu_F \cdot \lambda_F}{L} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad [2] (22)$$

$$\alpha_F = \frac{0,171 \cdot 0,684}{1,83 \cdot 10^{-5}}$$

$$\alpha_F = 6\,367 \text{ W/m}^2\text{K}$$

kde

L charakteristická délka [m]

### 8.3.12 Charakteristická délka

$$L = \left( \frac{\eta_F^2}{\rho_F^2 \cdot g} \right)^{1/3} \quad [\text{m}] \quad [2] \quad (23)$$

$$L = \left( \frac{(2,32 \cdot 10^{-4})^2}{(942,95)^2 \cdot 9,80655} \right)^{1/3}$$

$$L = 1,83 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Tab.7 Součinitel přestupu tepla na straně páry při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

			2 bar	4 bar	6 bar
množství páry na vstupu	Pr <sub>F</sub>	[kg/s]	58,054	57,782	57,659
Prandtlovo kritérium	Pr <sub>F</sub>	[-]	1,44	1,20	1,09
Reynoldsovo kritérium	Re <sub>F</sub>	[-]	2504,52	3472,42	4029,42
Nusselt - laminární	Nu <sub>F,l</sub>	[-]	0,068	0,061	0,058
Nusselt - turbulentní	Nu <sub>F,t</sub>	[-]	0,109	0,118	0,058
Nusselt - celkový	Nu <sub>F</sub>	[-]	0,171	0,168	0,167
Souč. přestupu tepla-pára	α <sub>F</sub>	[W/m <sup>2</sup> .K]	6367	7049	7415

## 8.4 Výpočet teplosměnné plochy ohříváku

K určení celkové teplosměnné plochy ohříváku je nutno vypočítat velikost středního logaritmického spádu, velikost maximálního přenášeného výkonu a velikost součinitele prostupu tepla. Z těchto hodnot je pak pomocí základní přenosové rovnice dosaženo požadovaného výsledku.

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t_{\log} \quad [\text{W}] \quad [1] \quad (24)$$

kde

Q přenášený tepelný výkon [W]  
k součinitel prostupu tepla [W/m<sup>2</sup>.K]  
S velikost teplosměnné plochy [m<sup>2</sup>]  
Δt<sub>log</sub> střední logaritmický teplotní spád [°C]

vstupní hodnoty:

teplota sytosti páry	$t_{\text{sat}}$	120,21	[°C]
vstupní teplota topné vody	$t_{v1}$	50,0	[°C]
výstupní teplota topné vody	$t_{v2}$	100,0	[°C]
vnější průměr trubek	$d_1$	0,018	[m]
vnitřní průměr trubek	$d_2$	0,016	[m]
tepelná vodivost materiálu trubek	$\lambda_v$	15,0	[W/m.K]
součinitel přestupu tepla na straně vody	$\alpha_v$	12779	[W/m <sup>2</sup> .K]
součinitel přestupu tepla na straně páry	$\alpha_F$	6367	[W/m <sup>2</sup> .K]
korekce na celkovém prostupu tepla	$K$	1,0	[-]
přídavný tepelný odpor	$R$	$4,3 \cdot 10^{-5}$	[m <sup>2</sup> .K/W]
měrná tepelná kapacita vody	$c_{pv}$	4,19	[kJ/kg.K]
entalpie páry na vstupu do výměníku	$i_3$	2748,75	[kJ/kg]
entalpie topného kondenzátu	$i_3'' = i_4$	505,03	[kJ/kg]
hmotnostní průtok páry na vstupu	$\dot{m}_3$	58,054	[kg/s]

**8.4.1 Jmenovitý průtok ohříváné topné vody**

Pro zjištění jmenovitého průtoku topné vody protékající systémem teplosměnných trubek při daném jmenovitém tlaku vycházíme z rovnice bilance a platí:

$$\dot{m}_{v-lm} \cdot (i_3 - i_3'') = \dot{m}_3 \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1})$$

odtud

$$\dot{m}_{v-jm} = \dot{m}_3 \cdot \frac{i_3 - i_3''}{c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1})} \quad [\text{kg/s}] \quad (25)$$

$$\dot{m}_{v-jm} = 58,054 \cdot \frac{2748,75 - 505,03}{4,19 \cdot (100 - 50)}$$

$$\dot{m}_{v-jm} = 622 \text{ kg/s}$$

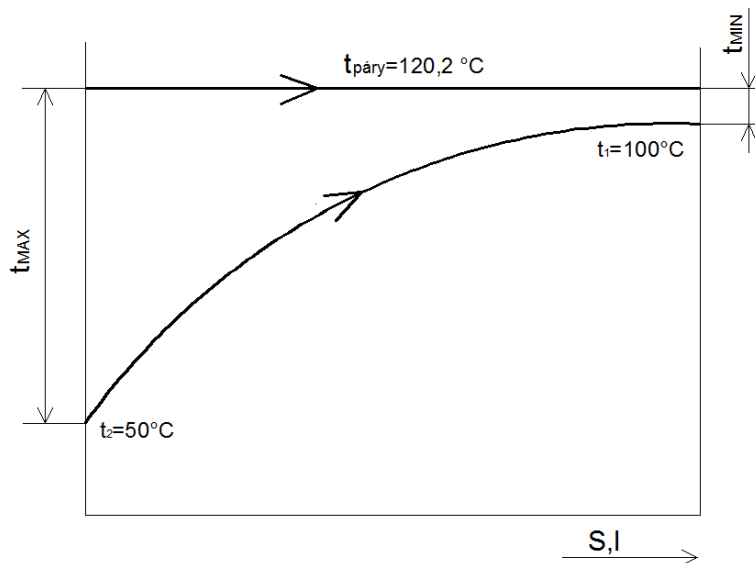
**8.4.2 Celkový přenášený tepelný výkon**

$$Q = \dot{m}_{v-jm} \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \quad [\text{W}] \quad [1] \quad (26)$$

$$Q = 622 \cdot 4,19 \cdot (100 - 50)$$

$$Q = 129\,999\,000 \text{ W}$$

## 8.4.3 Střední logaritmický teplotní spád



Obr. 8.10 Průběh teplotního spádu ohřívané topné vody.

$$\Delta t_{MAX} = (t_{sat} - t_{v1}) = (120,2 - 50) = 70,21 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{MIN} = (t_{sat} - t_{v2}) = (120,2 - 100) = 20,21 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_{MAX} - \Delta t_{MIN}}{\ln \frac{\Delta t_{MAX}}{\Delta t_{MIN}}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad [1] (27)$$

$$\Delta t_{\log} = \frac{70,21 - 20,21}{\ln \frac{70,21}{20,21}}$$

$$\Delta t_{\log} = 40,15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

**Koncový rozdíl teplot:**

$$\Delta t_2 = \Delta t_{MAX} = 20,21 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad [1] (28)$$

## 8.4.4 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{1}{\alpha_v} + \frac{d_1}{2\lambda_{tr}} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \left( \frac{1}{\alpha_F} + R \right)} \cdot K \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad [1] (29)$$

$$k = \frac{1}{\frac{0,018}{0,016} \cdot \frac{1}{12779} + \frac{0,018}{2 \cdot 15} \cdot \ln \frac{0,018}{0,016} + \left( \frac{1}{6367} + 4,3 \cdot 10^{-5} \right)} \cdot 1$$

$$k = 2787,27 \text{ W/m}^2 \text{K}$$



**8.4.5 Velikost teplosměnné plochy ohříváku**

$$S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\log}} \quad [\text{m}^2] \quad (30)$$

$$S = \frac{129\,999\,000}{2787,27 \cdot 40,15}$$

$$S = 1161,58 \text{ m}^2$$

**8.4.6 Aktivní délka trubek**

$$L_a = \frac{S}{\pi \cdot d_1 \cdot n_t} \quad [\text{m}] \quad (31)$$

$$L_a = \frac{1161,58}{\pi \cdot 0,018 \cdot 1769}$$

$$L_a = 11,61 \text{ m}$$

Celková délka trubek bude zvětšena o zaplavenou délku a délku zaválcování trubek v trubkovnici (viz. kapitola 11 – návrh hladin)

Tab. 8 Velikost teplosměnné plochy a délka trubek při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

			2 bar	4 bar	6 bar
jm. průtok ohřívané vody	$m_{v-jm}$	[kg/s]	622,0	601,0	587,2
přenášený tepelný výkon	$Q$	[kW]	129 999	125 613	122 730
střední teplotní spád	$\Delta t_{\log}$	[°C]	40,15	65,46	81,29
koncový rozdíl teplot	$\Delta t_2$	[°C]	20,21	43,61	58,83
součinitel prostupu tepla	$k$	[W/m <sup>2</sup> .K]	2787,27	2910,70	2971,16
velikost teplosměnné plochy	$S$	[m <sup>2</sup> ]	1161,58	659,26	508,17
aktivní délka trubek	$L$	[m]	11,61	7,58	6,09

## 9. NÁVRH ROZMĚRŮ HRDEL

Rozměry hrdel jsou dimenzovány pro vstupní hrdlo topné páry, výstupní hrdlo topného kondenzátu a hrdla pro vstup a výstup ohřívané topné vody.

Pro návrh je nejprve zvolena rychlost média, ze kterého vzejde průtočný průřez a poté velikost vnitřního průměru. Skutečnou velikost hrdla volíme jako nejbližší vyšší hodnotu dle normalizovaných řad. Změna rychlosti média v příslušném hrdle je po konečném návrhu přepočítána na skutečnou hodnotu.

vstupní hodnoty ( $p=2$  bar;  $t=120,21$  °C): [10]

množství páry na vstupu	$\dot{m}_3$	58,054	[kg/s]
množství topného kondenzátu	$\dot{m}_k = \dot{m}_3$	58,054	[kg/s]
maximální průtok ohřívané vody	$\dot{m}_{v-max}$	694	[kg/s]
hustota topné páry	$\rho_p$	1,13	[kg/m <sup>3</sup> ]
hustota topného kondenzátu	$\rho_k$	942,9	[kg/m <sup>3</sup> ]
hustota vody při 50 °C	$\rho_{v-50}$	988,1	[kg/m <sup>3</sup> ]
hustota vody při 100 °C	$\rho_{v-100}$	958,35	[kg/m <sup>3</sup> ]
objem topné páry	$V_p$	0,89	[m <sup>3</sup> ]
objem topného kondenzátu	$V_k$	0,00100	[m <sup>3</sup> ]
objem ohřívané vody - vstup	$V_{v-in}$	0,00101	[m <sup>3</sup> ]
objem ohřívané vody - výstup	$V_{v-out}$	0,00104	[m <sup>3</sup> ]

Měrný objem  $V$  je obrácenou hodnotou hustoty  $V = 1 / \rho$  [m<sup>3</sup>]

### 9.1 Vstupní hrdlo topné páry:

V ohříváku topné vody navrhujeme jedno hrdlo pro vstup topné páry, které bude umístěno na jeho boční straně obr. 9.10.

#### 9.1.1 Volba rychlosti páry v parním hrdle (dle HEI standardu)

$$w_p = \frac{76,2}{(14,5 \cdot p_{[bar]})^{0,09}} \quad [\text{m/s}] \quad [8] \quad (32)$$

$$w_p = \frac{76,2}{(14,5 \cdot 2)^{0,09}}$$

$$w_p = 56,28 \text{ m/s}$$

**9.1.2 Průtočný průřez parního hrdla**

$$S_p = \frac{\dot{m}_3}{\rho_p \cdot w_p} \quad [\text{m}^2] \quad (33)$$

$$S_p = \frac{58,054}{1,13 \cdot 56,28}$$

$$S_p = 0,914 \text{ m}^2$$

**9.1.3 Vnitřní průměr parního hrdla**

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_p}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (34)$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,914}{\pi}}$$

$$D_p = 1,079 \text{ m}$$

Průměr parního hrdla volíme DN 1200 PN2,5/I.

**9.1.4 Skutečná rychlost v parním hrdle**

$$w_{p-sk} = \frac{4 \cdot \dot{m}_3 \cdot V_p}{\pi \cdot (D - t)^2} \quad [\text{m/s}] \quad (35)$$

$$w_{p-sk} = \frac{4 \cdot 58,054 \cdot 0,89}{\pi \cdot (1,219 - 0,0056)^2}$$

$$w_{p-sk} = 44,88 \text{ m/s}$$

Tab.9 Rozměry vnitřního průměru parního hrdla při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

		2 bar	4 bar	6 bar
rychlost páry v parním hrdle	$w_p$ [m/s]	56,28	52,87	50,98
skutečná rychlost páry v parním hrdle	$w_{p-sk}$ [m/s]	44,88	41,74	45,83
vnitřní průměr parního hrdla	$D_p$ [m]	1,08	0,81	0,67
volba norm. vnitřního průměru hrdla	DN [mm]	1200,00	900,00	700,00

**9.2 Výstupní hrdlo topného kondenzátu**

Vzhledem k vyšší hustotě topného kondenzátu než je hustota páry, bude při stejném hmotnostním množství vycházet průměr výstupního hrdla menší.

Rychlost vystupujícího topného kondenzátu volíme  $w_k = 0,8 \text{ m/s}$ .

**9.2.1 Průtočný průřez hrdla pro výstup topného kondenzátu**

$$S_k = \frac{\dot{m}_k}{\rho_k \cdot w_k} \quad [\text{m}^2] \quad (36)$$

$$S_k = \frac{58,054}{942,9 \cdot 0,8}$$

$$S_k = 0,077 \text{ m}^2$$

**9.2.2 Vnitřní průměr hrdla pro výstup topného kondenzátu**

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot S_k}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (37)$$

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,077}{\pi}}$$

$$D_k = 0,313 \text{ m}$$

Průměr výstupního hrdla topného kondenzátu volíme DN 350 PN2,5/I.

**9.2.3 Skutečná rychlost vystupujícího kondenzátu**

$$w_{k-sk} = \frac{4 \cdot \dot{m}_k \cdot V_k}{\pi \cdot (D - t)^2} \quad [\text{m/s}] \quad (38)$$

$$w_{k-sk} = \frac{4 \cdot 58,054 \cdot 0,001}{\pi \cdot (0,35556 - 0,008)^2}$$

$$w_{k-sk} = 0,68 \text{ m/s}$$

Tab.10 Vnitřní průměr hrdla pro výstup topného kondenzátu při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

			2 bar	4 bar	6 bar
volba rychlosti vystupujícího kond.	$w_k$	[m/s]	0,8	0,8	0,8
skutečná rychlost vystupujícího kond.	$w_{k-sk}$	[m/s]	0,68	0,69	0,70
vnitřní průměr výstupního hrdla	$D_k$	[m]	0,313	0,316	0,318
volba vnitřního průměru hrdla	DN	[mm]	350,0	350,0	350,0

**9.3 Hrdlo pro vstup topné vody**

Rychlost v hrdle pro vstup topné vody volíme  $w_{v-in} = 3 \text{ m/s}$ .

**9.3.1 Průtočný průřez hrdla pro vstup topné vody**

$$S_{v-in} = \frac{\dot{m}_{v-max}}{\rho_{v-50} \cdot w_{v-in}} \quad [\text{m}^2] \quad (39)$$

$$S_{v-in} = \frac{694}{988,1 \cdot 3}$$

$$S_{v-in} = 0,234 \text{ m}^2$$

### 9.3.2 Vnitřní průměr hrdla pro vstup topné vody

$$D_{v-in} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{v-in}}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (40)$$

$$D_{v-in} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,234}{\pi}}$$

$$D_{v-in} = 0,546 \text{ m}$$

Průměr hrdla pro vstup topné vody volíme DN 600 PN16/I.

### 9.3.3 Skutečná rychlost v hrdle pro vstup topné vody

$$w_{v,in-sk} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{v-max} \cdot V_{v-in}}{\pi \cdot (D-t)^2} \quad [\text{m/s}] \quad (41)$$

$$w_{v,in-sk} = \frac{4 \cdot 694 \cdot 0,00101}{\pi \cdot (0,610 - 0,0125)^2}$$

$$w_{v,in-sk} = 2,61 \text{ m/s}$$

## 9.4 Hrdlo pro výstup topné vody

Rychlost v hrdle pro výstup topné vody volíme  $w_{v-out} = 3 \text{ m/s}$ .

### 9.4.1 Průtočný průřez hrdla pro výstup topné vody

$$S_{v-out} = \frac{\dot{m}_{v-max}}{\rho_{v-100} \cdot w_{v-out}} \quad [\text{m}^2] \quad (42)$$

$$S_{v-out} = \frac{694}{958,35 \cdot 3}$$

$$S_{v-out} = 0,241 \text{ m}^2$$

### 9.4.2 Vnitřní průměr hrdla pro výstup topné vody

$$D_{v-out} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{v-out}}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (43)$$

$$D_{v-out} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,241}{\pi}}$$

$$D_{v-out} = 0,554 \text{ m}$$

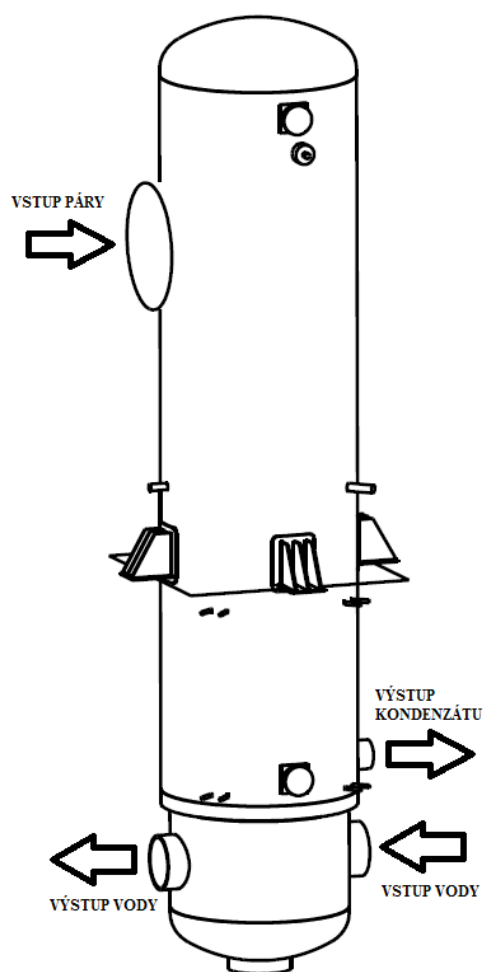
Průměr výstupního hrdla vodní komory volíme DN 600 PN16/L.

#### 9.4.3 Skutečná rychlost v hrdle pro výstup topné vody

$$w_{v,out-sk} = \frac{4 \cdot m_{v-max} \cdot V_{v-out}}{\pi \cdot (D-t)^2} \quad [\text{m/s}] \quad (44)$$

$$w_{v,out-sk} = \frac{4 \cdot 694 \cdot 0,00104}{\pi \cdot (0,610 - 0,0125)^2}$$

$$w_{v,out-sk} = 2,69 \text{ m / s}$$



Obr. 9.11 Umístění hrdel v ohříváku.[8]

## 10. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OHŘÍVÁKU

Z pohledu pevnostního výpočtu představují tepelné výměníky tlakové stabilní nádoby, pro které platí norma ČSN 69 0010 a ze které se při výpočtu vychází. Cílem pevnostního výpočtu je stanovit rozměry části ohříváku tak, aby konstrukce vydržela zatížení při dané geometrii s ohledem na jeho spolehlivou provozuschopnost a bezpečnost.

V případě této diplomové práce se bude jednat o kontrolu tloušťky materiálu teplosměnných trubek, trubkovnice, plášt, vodní komory a všech hrdel.

Hodnoty pro smluvní meze kluzu pro zvýšené teploty jsou vypočítány pomocí lineární interpolace.

### 10.1 Stanovení provozních maxim pro pevnostní dimenzování ohříváku

V ohříváku mohou nastat mezní případy, kdy je po výpadku turbíny téměř okamžitě bypassována pára z tepelného zdroje a takto bypassovaná pára má na dobu několika sekund (než dojde k její konečné úpravě) vyšší parametry než jsou parametry provozní. Proto musí být teploty a tlaky dimenzovány dostatečně vysoké, aby ohřívák, resp. tloušťka materiálu odolala těmto přechodovým stavům. Tyto dimenzovací parametry ohříváku jsou uvedeny na štítku připevněném na výměníkovém zařízení. Dimenzovací parametry se různí od jednotlivých částí ohříváku. Například ve vodní komoře můžeme předpokládat s nejvyšší teplotou 130 °C, kdežto teplota vody v teplosměnných trubkách může vystoupat až na 160 °C.

Pro následující pevnostní výpočet volíme dimenzovací (výpočtové) parametry takto:

<u>parní strana:</u>	provozní tlak	$p_{p,jm}$	0,2	[MPa]
	provozní teplota	$t_{p,jm}$	125	[°C]
	dimenzovací tlak	$p_{p,dim}$	0,6	[MPa]
	dimenzovací teplota	$t_{p,dim}$	190	[°C]
<u>vodní strana:</u>	provozní tlak	$p_{w,jm}$	1,2	[MPa]
	provozní teplota	$t_{w,jm}$	100	[°C]
	dimenzovací tlak	$p_{w,dim}$	1,6	[MPa]
	dimenzovací teplota	$t_{w,dim}$	130/160	[°C]

Tab.11 Dimenzovací parametry při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

			2 bar	4 bar	6 bar
parní strana	$p_{p,dim}$	[MPa]	0,6	0,9	1,2
	$t_{p,dim}$	[°C]	190,0	200,0	220,0
vodní strana	$p_{w,dim}$	[MPa]	1,6	1,6	1,6
	$t_{w,dim}$	[°C]	130/160	130/160	130/160

## 10.2 Výpočtové vztahy platné pro výpočet

### 10.2.1 Výpočet dovoleného namáhání materiálu

$$[\sigma] = \tau \cdot \left\{ \frac{Rp_{0,2/t}}{n_T} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad [9] \quad (45)$$

kde

$\tau$	opravný součinitel k dovolenému namáhání	[-]
$n_T$	součinitel bezpečnosti pro provoz	[-]
$Rp_{0,2/t}$	smluvní mez kluzu pro výpočtovou teplotu	[MPa]

### 10.2.2 Výpočet dovoleného namáhání materiálu pro tlakovou zkoušku

$$[\sigma]_{zk} = \tau \cdot \left\{ \frac{Rp_{0,2}}{n_{T-zk}} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad [9] \quad (46)$$

kde

$\tau$	opravný součinitel k dovolenému namáhání	[-]
$n_{T-zk}$	součinitel bezpečnosti pro tlakovou zkoušku	[-]
$Rp_{0,2}$	dovolená mez kluzu materiálu	[MPa]

### 10.2.3 Výpočet tloušťky stěny materiálu zatíženého vnitřním přetlakem

$$s = \frac{p \cdot d_2}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p} \quad [\text{mm}] \quad [9] \quad (47)$$

kde

$p$	vnitřní přetlak	[MPa]
$d_2$	vnitřní průměr	[mm]
$[\sigma]$	dovolené namáhání materiálu	[MPa]
$\varphi$	součinitel svarového spoje	[-]



**10.2.4 Výpočet dovoleného vnitřního přetlaku**

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (s - c)}{d_2 + (s - c)} \quad [\text{MPa}] \quad [9] \quad (48)$$

kde

s	tloušťka stěny materiálu	[mm]
c	technologický přídavek	[mm]
d <sub>2</sub>	vnitřní průměr	[mm]
[σ]	dovolené namáhání materiálu	[MPa]

**10.2.5 Výpočet tloušťky trubkovnice s vlásenkovými trubkami**

$$s_{tr} = 0,41 \cdot D_r \cdot \sqrt{\frac{p_v - p_s}{[\sigma]}} \cdot \sqrt{\frac{0,5}{1 - \left(\frac{d_1}{s_p}\right)}} \quad [\text{MPa}] \quad [9] \quad (49)$$

kde

D <sub>r</sub>	průměr otrubkované části trubkovnice	[mm]
d <sub>1</sub>	vnější průměr	[mm]
s <sub>p</sub>	rozteč trubek	[mm]
[σ]	dovolené namáhání materiálu	[MPa]
p <sub>v</sub>	přetlak před trubkovnicí	[MPa]
p <sub>s</sub>	přetlak za trubkovnicí	[MPa]

**10.2.5.1 Výpočet průměru otrubkované části trubkovnice**

$$D_r = 2 \cdot s_p \sqrt{\frac{n_{tr}}{\pi \cdot 1,15}} \quad [\text{mm}] \quad [9] \quad (50)$$

kde

s <sub>p</sub>	rozteč trubek	[mm]
n <sub>tr</sub>	počet trubek v trubkovnici	[-]

**10.2.6 Výpočet tloušťky stěny eliptického dna zatíženého vnitřním přetlakem**

$$s = \frac{p \cdot R}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - 0,5p} \quad [\text{mm}] \quad [9] \quad (51)$$

kde

R	poloměr eliptického dna	[mm]
p	vnitřní přetlak	[MPa]
[σ]	dovolené namáhání materiálu	[MPa]
φ	součinitel svarového spoje	[-]

**10.2.7 Výpočet dovoleného vnitřního přetlaku eliptického dna**

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{R + 0,5 \cdot (s - c)} \quad [\text{MPa}] \quad [9] \quad (52)$$

kde

s	tloušťka stěny eliptického dna	[mm]
c	technologický přídavek	[mm]
$\varphi$	součinitel svarového spoje	[-]
R	poloměr eliptického dna	[MPa]

**10.3 Pevnostní výpočet teplosměnných trubek**

Rozměr trubek  $\varnothing 18 \times 1$ , materiál X6CrNiTi1810, výpočtová teplota  $t_{w,\text{dim}} = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$

vstupní hodnoty:

vnitřní přetlak v trubkách	$p_v$	1,6	[MPa]
vnější průměr trubek	$d_1$	18,0	[mm]
vnitřní průměr trubek	$d_2$	16,0	[mm]
tloušťka stěny trubky v rovné části	$s_o$	0,9	[mm]
minimální rádius ohybu trubky	$R_{\min}$	80	[mm]
součinitel bezpečnosti pro provoz	$n_T$	1,5	[-]
opravný souč. k dovolenému namáhání	$\tau$	1	[-]
součinitel svarového spoje	$\varphi$	1	[-]
mez kluzu pro výpočtovou teplotu	$R_{p0,2t}$	129,2	[Mpa]

Tloušťka stěny teplosměnné trubky zmenšena o výrobní toleranci 10% od jmenovité hodnoty.

Součinitel svarového spoje volen pro bezešvé ocelové trubky.

Přídavek na korozi  $c_2$  se z důvodu použití nerezového materiálu neuvažuje.

**10.3.1 Dovolené namáhání materiálu teplosměnných trubek**

$$[\sigma] = \tau \cdot \left\{ \frac{R_{p0,2t}}{n_T} \right\} \quad [\text{Mpa}] \quad (52)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \left\{ \frac{129,2}{1,5} \right\}$$

$$[\sigma] = 86,1 \text{ MPa}$$

**10.3.2 Výpočtová tloušťka stěny trubky**

$$s_{tr} = \frac{p \cdot d_2}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p} \quad [\text{mm}] \quad (53)$$

$$s_{tr} = \frac{1,6 \cdot 16}{2 \cdot 86,1 \cdot 1 - 1,6}$$

$$s_{tr} = 0,150 \text{ mm}$$

**10.3.3 Minimální tloušťka stěny trubky v místě ohybu**

$$s_{tr-\min} = s_o \cdot \frac{2 \cdot R_{\min} + d_1}{2 \cdot (R_{\min} + d_1)} \quad [\text{mm}] \quad (54)$$

$$s_{tr-\min} = 0,9 \cdot \frac{2 \cdot 80 + 18}{2 \cdot (80 + 18)}$$

$$s_{tr-\min} = 0,817 \text{ mm}$$

Pro tloušťku stěny teplosměnné trubky po ohybu platí:  $s_{tr-\min} \geq s_{tr}$  – podmínka splněna

Plášť a vodní komora jsou standartně navrhovány pro materiál P265GH (číselné označení 1.0425, zařazení do skupiny dle ČSN EN 13480-2.). Materiál trubkovnice zvolen P295GH (1.0481). V obou případech se jedná o nelegovanou jakostní ocel pro tlakové nádoby a zařízení.

Základní vlastnosti materiálů jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tab.12 Mechanické vlastnosti materiálu P265GH a P295GH . [11]

P265GH			
Mez kluzu Re min. / max.	Pevnost v tahu Rm min. / max.	Minimální tažnost A	Nárazová práce K
190 - 265 [MPa]	400 - 530 [MPa]	22,0 [%]	27,0 [J]
P295GH			
Mez kluzu Re min. / max.	Pevnost v tahu Rm min. / max.	Minimální tažnost A	Nárazová práce K
225 - 295 [MPa]	440 - 580 [MPa]	21,0 [%]	27,0 [J]

Tab.13 Chemické složení materiálu P265GH a P295GH. [11]

P265GH					
C	Cr	Si	Mn	P	S
max. 0,16	max. 0,30	0,40	0,50 - 1,40	0,03	0,025
P295GH					
C	Cr	Si	Mn	P	S
max. 0,20	max. 0,30	0,40	0,90 - 1,50	0,03	0,025

Tab.14 Minimální smluvní mez kluzu při zvýšených teplotách pro materiály P265GH a P295GH. [11]

P265GH							
t [°C]	100	150	200	250	300	350	400
R <sub>p0,2/t</sub> [MPa]	226	213	192	171	154	141	134
P295GH							
t [°C]	100	150	200	250	300	350	400
R <sub>p0,2/t</sub> [MPa]	230	220	210	195	180	165	145

## 10.4 Pevnostní výpočet trubkovnice

Výpočet proveden dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní, Technická pravidla, Výpočet pevnosti - Část 4.13 Trubkové výměníky tepla [9], materiál trubkovnice P295GH, výpočtová teploty  $t_{p,dim} = 180\text{ °C}$ ,  $t_{w,dim}=130\text{ °C}$ .

vstupní hodnoty:

počet trubek v trubkovnici	$n_{tr}$	3538	[-]
rozteč trubek	$s_p$	24,0	[mm]
maximální přetlak před trubkovnicí	$p_v$	1,6	[MPa]
maximální přetlak za trubkovnicí	$p_s$	0,6	[MPa]
vnější průměr trubek	$d_1$	18,0	[mm]
součinitel bezpečnosti pro provoz	$n_T$	1,5	[-]
opravný souč. k dovolenému namáhání	$\tau$	1,0	[-]
součinitel svarového spoje	$\varphi$	1,0	[-]
maximální mez kluzu	$R_{p0,2}$	295	[MPa]
mez kluzu pro výpočtovou teplotu	$R_{p0,2/t}$	214	[MPa]
přídavek na korozi	$c_1$	1,0	[mm]
přídavek na výrobní nepřesnost	$c_2$	0,5	[mm]
celkový přídavek k výpočtové tloušťce	$c = c_1 + c_2 = 1+0,5 = 1,5$		[mm]

**10.4.1 Dovolené namáhání materiálu trubkovnice**

$$[\sigma] = \tau \cdot \left\{ \frac{Rp_{0,2t}}{n_T} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (55)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \left\{ \frac{214}{1,5} \right\}$$

$$[\sigma] = 142,67 \text{ MPa}$$

**10.4.2 Průměr otrubkované části trubkovnice**

$$D_r = 2 \cdot s_p \sqrt{\frac{n_{tr}}{\pi \cdot 1,15}} \quad [\text{mm}] \quad (56)$$

$$D_r = 2 \cdot 24 \sqrt{\frac{3538}{\pi \cdot 1,15}}$$

$$D_r = 1502,1 \text{ mm}$$

Průměr volíme DN 2000 kvůli rozproudění páry a přechodovému rádiu určenému pro zavaření pláště k trubkovnici.

**10.4.3 Základní tloušťka trubkovnice s vlásenkovými trubkami**

$$s_{TR} = 0,41 \cdot D_r \cdot \sqrt{\frac{p_v - p_s}{[\sigma]}} \cdot \sqrt{\frac{0,5}{1 - \left(\frac{d_1}{s_p}\right)}} \quad [\text{mm}] \quad (57)$$

$$s_{TR} = 0,41 \cdot 1502,1 \cdot \sqrt{\frac{1,6 - 0,6}{142,67}} \cdot \sqrt{\frac{0,5}{1 - \left(\frac{18}{24}\right)}}$$

$$s_{TR} = 72,9 \text{ mm}$$

**10.4.4 Minimální tloušťka trubkovnice**

$$s_{TR-MIN} = s_{TR} + c \quad [\text{mm}] \quad (58)$$

$$s_{TR-MIN} = 72,9 + 1,5$$

$$s_{TR-MIN} = 74,4 \text{ mm}$$

Skutečnou tloušťku trubkovnice volíme  $s_{TR-SK} = 80 \text{ mm}$ .

Tab.15 Rozměry trubkovnice při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

		2 bar	4 bar	6 bar
výpočtová teplota	$t_{p,dim}$ [°C]	180,0	190,0	200,0
mez kluzu pro výpočtovou teplotu	$R_{p0,2/t}$ [MPa]	214,0	212,0	210,0
dovolené namáhání	$[\sigma]$ [MPa]	142,7	141,3	140,0
průměr otrubkované části trubkovnice	$D_r$ [mm]	1502,1	1401,0	1371,4
volba velikosti trubkovnice	DN [mm]	2000,0	1800,0	1800,0
základní tloušťka trubkovnice	$s_{TR}$ [mm]	72,9	48,2	36,2
minimální tloušťka trubkovnice	$s_{TR-SK}$ [mm]	74,4	65,0	50,0

## 10.5 Pevnostní výpočet pláště na straně páry

Výpočet proveden dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní, Technická pravidla, Výpočet pevnosti - Část 4.5 Válcové části nádob [9], materiál pláště P265GH, průměr pláště DN 2000, tloušťka stěny zvolena  $s=10$  mm, výpočtová teplota  $t_{p,dim} = 190$  °C.

### vstupní hodnoty:

vnitřní průměr válcové skořepiny	D	1980,0	[mm]
výpočtový tlak	p	0,6	[MPa]
zkušební tlak	$p_{zk} = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 0,5 = 0,9$		[MPa]
maximální mez kluzu	$R_{p0,2}$	265	[MPa]
smluvní mez kluzu pro výp. teplotu	$R_{p0,2/t}$	196,2	[MPa]
součinitel bezpečnosti pro provoz	$n_T$	1,5	[-]
součinitel bezpečnosti pro tlakovou zk.	$n_{T-ZK}$	1,1	[-]
součinitel svarového spoje	$\phi$	0,85	[-]
přídavek na korozi	$c_1$	1,0	[mm]
přídavek na výrobní nepřesnosti	$c_2$	0,5	[mm]
přídavek k základní tloušťce materiálu	$c = c_1 + c_2 = 1+0,5 = 1,5$		[mm]

### 10.5.1 Dovolené namáhání pláště

$$[\sigma] = \left\{ \frac{R_{p0,2/t}}{n_T} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (59)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \left\{ \frac{196,2}{1,5} \right\}$$

$$[\sigma] = 130,8 \text{ MPa}$$

**10.5.2 Dovolené namáhání pláště pro tlakovou zkoušku**

$$[\sigma]_{zk} = \tau \cdot \left\{ \frac{Rp_{0,2}}{n_{T-zk}} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (60)$$

$$[\sigma]_{zk} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\}$$

$$[\sigma]_{zk} = 240,91 \text{ MPa}$$

**10.5.3 Tloušťka stěny pláště bez přídavek**

$$s_{plast} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p} \quad [\text{mm}] \quad (61)$$

$$s_{plast} = \frac{0,6 \cdot 1980}{2 \cdot 130,8 \cdot 0,85 - 0,6}$$

$$s_{plast} = 5,36 \text{ mm}$$

**10.5.4 Celková tloušťka stěny pláště**

$$s_{c-plast} = s_{plast} + c \quad [\text{mm}] \quad (62)$$

$$s_{c-plast} = 5,36 + 1,5$$

$$s_{c-plast} = 6,86 \text{ mm} \leq 10 \text{ mm}$$

**10.5.5 Dovolенý vnitřní přetlak**

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D + (s - c)} \quad [\text{MPa}] \quad (63)$$

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot 130,8 \cdot 0,85 \cdot (10 - 1,5)}{1980 + (10 - 1,5)}$$

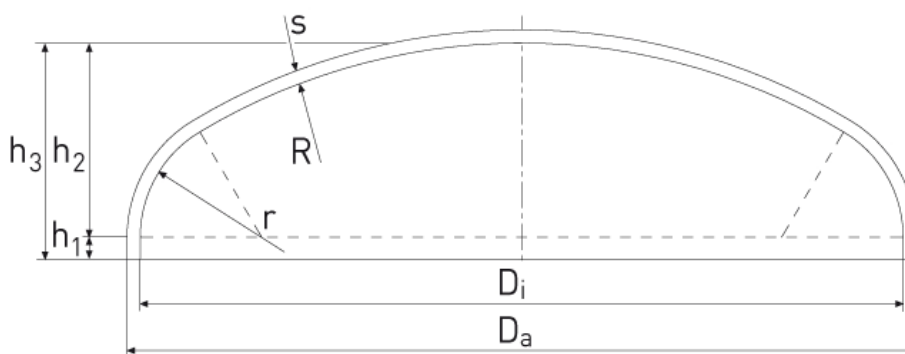
$$p_{\max} = 0,95 \text{ MPa} \geq 0,6 \text{ MPa}$$

Tab.16 Porovnání výsledků pevnostního výpočtu pláště na straně páry při hodnotách tlaku kondenzace 4 a 6 barů.

		2 bar	4 bar	6 bar
výpočtová teplota	$t_{\text{výp}} \quad [^{\circ}\text{C}]$	190,0	200,0	220,0
mez kluzu pro výpočtovou teplotu	$R_{p0,2/t} \quad [\text{MPa}]$	196,2	192,0	183,6
dovolené namáhání	$[\sigma] \quad [\text{MPa}]$	130,8	128,0	122,4
tloušťka stěny bez přídavek	$s_{\text{plast}} \quad [\text{mm}]$	5,36	7,39	10,32
celková tloušťka stěny	$s_{c-plast} \quad [\text{mm}]$	6,86	8,89	11,82
navrhovaná tloušťka stěny	$s \quad [\text{mm}]$	10,0	10,0	12,0
dovolенý vnitřní přetlak	$p_{\max} \quad [\text{MPa}]$	0,95	1,04	1,23

## 10.6 Pevnostní výpočet dna na straně páry

Dno ohřívačku bude provedeno jako eliptické, jehož rozměry vycházejí z normy ASME VIII. Poloměr eliptického dna  $R$  je roven vnitřnímu průměru skořepiny  $D$  a platí, že výšková část klenutí dna bez válcové části  $h_2 = 0,25D$ .



Obr. 10.12 Eliptické dno na straně páry ( $D_a$  - vnější průměr,  $D_i$  - vnitřní průměr,  $s$  - tloušťka stěny,  $h_1$  - výška válcové části,  $h_2$  - výška klenutí,  $h_3$  - celková vnitřní výška,  $R$  - rádius klenutí,  $r$  - rohový rádius). [12]

Výpočet proveden dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní, Technická pravidla, Výpočet pevnosti - Část 4.7 Klenutá dna nádob [9]. Materiál eliptického dna P265GH, tloušťka stěny eliptického dna zvolena  $s=10$  mm, výpočtová teplota  $t_{p,dim} = 190$  °C.

### vstupní hodnoty:

vnitřní poloměr eliptického dna	$R=D_2$	1980,0	[mm]
výpočtový tlak	$p$	0,6	[MPa]
zkušební tlak	$p_{zk} = 1,5 \cdot p$	$1,5 \cdot 0,5 = 0,9$	[MPa]
maximální mez kluzu	$R_{p0,2}$	265	[MPa]
smluvní mez kluzu pro výp. teplotu	$R_{p0,2/T}$	196,2	[MPa]
součinitel bezpečnosti pro provoz	$n_T$	1,5	[-]
součinitel bezpečnosti pro tlakovou zk.	$n_{T-ZK}$	1,1	[-]
součinitel svarového spoje	$\phi$	0,85	[-]
přídavek na korozi	$c_1$	1,0	[mm]
přídavek na výrobní nepřesnosti	$c_2$	0,5	[mm]
přídavek k základní tloušťce materiálu	$c = c_1 + c_2$	$1+0,5 = 1,5$	[mm]



**10.6.1 Dovolené namáhání materiálu eliptického dna**

$$[\sigma] = \left\{ \frac{Rp_{0,2/t}}{n_T} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (64)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \left\{ \frac{196,2}{1,5} \right\}$$

$$[\sigma] = 130,8 \text{ MPa}$$

**10.6.2 Dovolené namáhání eliptického dna pro tlakovou zkoušku**

$$[\sigma]_{zk} = \tau \cdot \left\{ \frac{Rp_{0,2}}{n_{T-zk}} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (65)$$

$$[\sigma]_{zk} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\}$$

$$[\sigma]_{zk} = 240,91 \text{ MPa}$$

**10.6.3 Tloušťka stěny eliptického dna na straně páry bez přídavků**

$$s_{dno/I} = \frac{p \cdot R}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - 0,5 p} \quad [\text{mm}] \quad (66)$$

$$s_{dno/I} = \frac{0,6 \cdot 1980}{2 \cdot 130,8 \cdot 0,85 - 0,5 \cdot 0,6}$$

$$s_{dno/I} = 5,35 \text{ mm}$$

**10.6.4 Celková tloušťka stěny eliptického dna na straně páry**

$$s_{c-dno/I} = s_{dno/I} + c \quad [\text{mm}] \quad (67)$$

$$s_{c-dno/I} = 5,35 + 1,5$$

$$s_{c-dno/I} = 6,85 \text{ mm} \leq 10 \text{ mm}$$

**10.6.5 Dovolný vnitřní přetlak eliptického dna**

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{R + 0,5 \cdot (s - c)} \quad [\text{MPa}] \quad (68)$$

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot 130,8 \cdot 0,85 \cdot (10 - 1,5)}{1980 + 0,5 \cdot (10 - 1,5)}$$

$$p_{\max} = 0,95 \text{ MPa} \geq 0,6 \text{ MPa}$$

Tab.17 Porovnání výsledků pevnostního výpočtu eliptického dna na straně páry při hodnotách tlaku kondenzace 4 a 6 barů.

		2 bar	4 bar	6 bar
výpočtová teplota	$t_{\text{výp}} \quad [^{\circ}\text{C}]$	190,0	200,0	220,0
mez kluzu pro výpočtovou teplotu	$R_{p0,2/t} \quad [\text{MPa}]$	196,2	192,0	183,6
dovolené namáhání	$[\sigma] \quad [\text{MPa}]$	130,8	128,0	122,4
tloušťka stěny bez přídavek	$s_{\text{dno/I}} \quad [\text{mm}]$	5,35	7,38	10,27
celková tloušťka stěny	$s_{\text{c-dno/I}} \quad [\text{mm}]$	6,85	8,88	11,77
navrhovaná tloušťka stěny	$s \quad [\text{mm}]$	10,0	10,0	14,0
dovolený vnitřní přetlak	$p_{\text{max}} \quad [\text{MPa}]$	0,87	1,03	1,45

## 10.7 Pevnostní výpočet pláště vodní komory

Výpočet proveden dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní, Technická pravidla, Výpočet pevnosti - Část 4.5 Válcové části nádob [9], materiál pláště P265GH, průměr pláště DN 1800, tloušťka stěny zvolena  $s=16$  mm, výpočtová teplota  $t_{w,\text{dim}} = 130$  °C.

### vstupní hodnoty:

vnitřní průměr válcové skořepiny	D	1768	[mm]
výpočtový tlak	p	1,6	[MPa]
zkušební tlak	$p_{zk} = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 1,6 = 2,4$		[MPa]
maximální mez kluzu	$R_{p0,2}$	265	[MPa]
smluvní mez kluzu pro výp. teplotu	$R_{p0,2/T}$	218,2	[MPa]
součinitel bezpečnosti pro provoz	$n_T$	1,5	[-]
součinitel bezpečnosti pro tlakovou zk.	$n_{T-ZK}$	1,1	[-]
součinitel svarového spoje (pára)	$\phi$	0,85	[-]
přídavek na korozi	$c_1$	1,0	[mm]
přídavek na výrobní nepřesnosti	$c_2$	0,5	[mm]
přídavek k základní tloušťce materiálu	$c = c_1 + c_2 = 1+0,5 = 1,5$		[mm]

### 10.7.1 Dovolené namáhání materiálu pláště vodní komory

$$[\sigma] = \left\{ \frac{R_{p0,2/t}}{n_T} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (69)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \left\{ \frac{218,2}{1,5} \right\}$$

$$[\sigma] = 145,5 \text{ MPa}$$

**10.7.2 Dovolené namáhání pláště vodní komory pro tlakovou zkoušku**

$$[\sigma]_{zk} = \tau \cdot \left\{ \frac{Rp_{0,2}}{n_{T-zk}} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (70)$$

$$[\sigma]_{zk} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\}$$

$$[\sigma]_{zk} = 240,91 \text{ MPa}$$

**10.7.3 Tloušťka stěny pláště vodní komory bez přídavků**

$$s_{plast/vk} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p} \quad [\text{mm}] \quad (71)$$

$$s_{plast/vk} = \frac{1,6 \cdot 1768}{2 \cdot 145,5 \cdot 0,85 - 1,6}$$

$$s_{plast/vk} = 11,51 \text{ mm}$$

**10.7.4 Celková tloušťka stěny pláště vodní komory**

$$s_{c-plast/vk} = s_{plast/vk} + c \quad [\text{mm}] \quad (72)$$

$$s_{c-plast/vk} = 11,51 + 1,5$$

$$s_{c-plast/vk} = 13,01 \text{ mm} \leq 16 \text{ mm}$$

**10.7.5 Dovolný vnitřní přetlak**

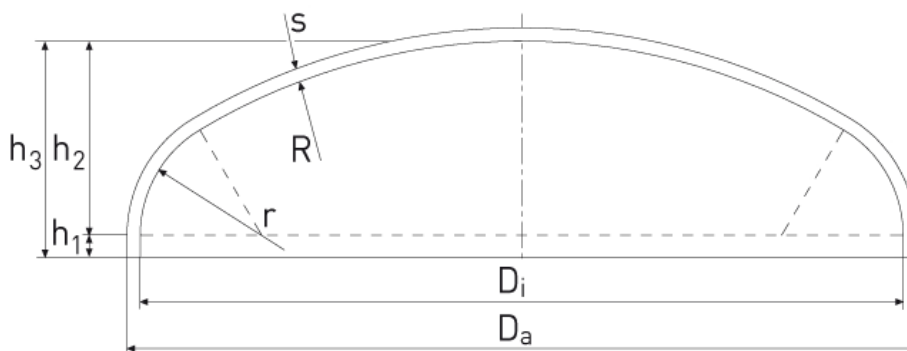
$$p_{\max} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D + (s - c)} \quad [\text{MPa}] \quad (73)$$

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot 145,5 \cdot 0,85 \cdot (16 - 1,5)}{1768 + (16 - 1,5)}$$

$$p_{\max} = 2,01 \text{ MPa} \geq 1,6 \text{ MPa}$$

**10.8 Pevnostní výpočet eliptického dna vodní komory**

Dno vodní komory bude, stejně jako v horní části ohříváku, provedeno jako eliptické, jehož rozměry vycházejí z normy ASME VIII. Poloměr eliptického dna  $R$  je roven vnitřnímu průměru skořepiny  $D$  a platí, že výšková část klenutí dna bez válcové části  $H = 0,25D$ .



Obr. 10.13 Eliptické dno vodní komory ( $D_a$  - vnější průměr,  $D_i$  - vnitřní průměr,  $s$  - tloušťka stěny,  $h_1$  - výška válcové části,  $h_2$  - výška klenutí,  $h_3$  - celková vnitřní výška,  $R$  - rádius klenutí,  $r$  - rohový rádius). [12]

Výpočet proveden dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní, Technická pravidla, Výpočet pevnosti - Část 4.7 Klenutá dna nádob [9]. Materiál eliptického dna P265GH, tloušťka stěny zvolena  $s=16$  mm, výpočtová teplota  $t_{w,dim} = 130$  °C.

vstupní hodnoty:

vnitřní poloměr eliptického dna	$R=D$	1768	[mm]
výpočtový tlak	$p$	1,6	[MPa]
zkušební tlak	$p_{zk} = 1,5 \cdot p$	$1,5 \cdot 1,6 = 2,4$	[MPa]
maximální mez kluzu	$R_{p0,2}$	265	[MPa]
smluvní mez kluzu pro výp. teplotu	$R_{p0,2/T}$	218,2	[MPa]
součinitel bezpečnosti pro provoz	$n_T$	1,5	[-]
součinitel bezpečnosti pro tlakovou zk.	$n_{T-ZK}$	1,1	[-]
součinitel svarového spoje	$\phi$	0,85	[-]
přídavek na korozi	$c_1$	1,0	[mm]
přídavek na výrobní nepřesnosti	$c_2$	0,5	[mm]
přídavek k základní tloušťce materiálu	$c = c_1 + c_2$	$1+0,5 = 1,5$	[mm]

### 10.8.1 Dovolené namáhání materiálu

$$[\sigma] = \left\{ \frac{R_{p0,2/t}}{n_T} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (74)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \left\{ \frac{218,2}{1,5} \right\}$$

$$[\sigma] = 145,5 \text{ MPa}$$

**10.8.2 Dovolené namáhání eliptického dna vodní komory pro tlakovou zkoušku**

$$[\sigma]_{zk} = \tau \cdot \left\{ \frac{Rp_{0,2}}{n_{T-zk}} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (75)$$

$$[\sigma]_{zk} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\}$$

$$[\sigma]_{zk} = 240,91 \text{ MPa}$$

**10.8.3 Tloušťka stěny eliptického dna vodní komory bez přídavků**

$$s_{dno / II} = \frac{p \cdot R}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - 0,5 p} \quad [\text{mm}] \quad (76)$$

$$s_{dno / II} = \frac{1,6 \cdot 1768}{2 \cdot 145,5 \cdot 0,85 - 0,5 \cdot 1,6}$$

$$s_{dno / II} = 11,48 \text{ mm}$$

**10.8.4 Celková tloušťka stěny eliptického dna vodní komory**

$$s_{c-dno / II} = s_{dno / II} + c \quad [\text{mm}] \quad (77)$$

$$s_{c-dno / II} = 11,48 + 1,5$$

$$s_{c-dno / II} = 12,98 \text{ mm} \leq 16 \text{ mm}$$

**10.8.5 Dovolný vnitřní přetlak eliptického dna**

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{R + 0,5 \cdot (s - c)} \quad [\text{MPa}] \quad (78)$$

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot 145,5 \cdot 0,85 \cdot (16 - 1,5)}{1768 + 0,5 \cdot (16 - 1,5)}$$

$$p_{\max} = 2,01 \text{ MPa} \geq 1,6 \text{ MPa}$$

**10.9 Pevnostní výpočet parního hrdla DN 1200**

Výpočet proveden dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní, Technická pravidla, Výpočet pevnosti - Část 4.5 Válcové části nádob [9]. Vnitřní průměr parního hrdla DN 1200. Materiál parního hrdla P265GH, tloušťka stěny zvolena  $s=5,6 \text{ mm}$ , výpočtová teplota  $t_{p,dim} = 190 \text{ °C}$ .

vstupní hodnoty:

vnitřní průměr válcové skořepiny	D	1188,8	[mm]
výpočtový tlak	p	0,6	[MPa]
zkušební tlak	$p_{zk} = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 0,5 = 0,9$		[MPa]
maximální mez kluzu	$R_{p0,2}$	265	[MPa]
smluvní mez kluzu pro výp. teplotu	$R_{p0,2/T}$	196,2	[MPa]
součinitel bezpečnosti pro provoz	$n_T$	1,5	[-]
součinitel bezpečnosti pro tlakovou zk.	$n_{T-ZK}$	1,1	[-]
součinitel svarového spoje	$\varphi$	0,85	[-]
přídavek na korozi	$c_1$	1,0	[mm]
přídavek na výrobní nepřesnosti	$c_2$	0,5	[mm]
přídavek k základní tloušťce materiálu	$c = c_1 + c_2 = 1 + 0,5 = 1,5$		[mm]

**10.9.1 Dovolené namáhání parního hrdla**

$$[\sigma] = \left\{ \frac{R_{p0,2/t}}{n_T} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (79)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \left\{ \frac{196,2}{1,5} \right\}$$

$$[\sigma] = 130,8 \text{ MPa}$$

**10.9.2 Dovolené namáhání parního hrdla pro tlakovou zkoušku**

$$[\sigma]_{zk} = \tau \cdot \left\{ \frac{R_{p0,2}}{n_{T-zk}} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (80)$$

$$[\sigma]_{zk} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\}$$

$$[\sigma]_{zk} = 240,91 \text{ MPa}$$

**10.9.3 Tloušťka stěny parního hrdla bez přídavků**

$$s_{p-hrdlo} = \frac{p \cdot D_2}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p} \quad [\text{mm}] \quad (81)$$

$$s_{p-hrdlo} = \frac{0,6 \cdot 1188,8}{2 \cdot 130,8 \cdot 0,85 - 0,6}$$

$$s_{p-hrdlo} = 3,22 \text{ mm}$$

**10.9.4 Celková tloušťka stěny parního hrdla**

$$s_{c/p-hrdlo} = s_{p-hrdlo} + c \quad [\text{mm}] \quad (82)$$

$$s_{c/p-hrdlo} = 3,22 + 1,5$$

$$s_{c/p-hrdlo} = 4,72 \text{ mm} \leq 5,6 \text{ mm}$$

**10.9.5 Dovolенý vnitřní přetlak**

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D + (s - c)} \quad [\text{MPa}] \quad (83)$$

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot 130,8 \cdot 0,85 \cdot (5,6 - 1,5)}{1188,8 + (5,6 - 1,5)}$$

$$p_{\max} = 0,76 \text{ MPa} \geq 0,6 \text{ MPa}$$

Tab.18 Porovnání výsledků pevnostního výpočtu parního hrdla při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

			2 bar	4 bar	6 bar
výpočtová teplota	$t_{p,dim}$	[°C]	190,0	200,0	220,0
mez kluzu pro výpočtovou teplotu	$R_{p0,2/t}$	[MPa]	196,2	192,0	183,6
dovolенé namáhání	$[\sigma]$	[MPa]	130,8	128,0	122,4
tloušťka stěny bez přídavek	$s_{p-hrdlo}$	[mm]	3,22	4,92	6,86
celková tloušťka stěny	$s_{c/p-hrdlo}$	[mm]	4,72	6,42	8,36
navrhovaná tloušťka stěny	$s$	[mm]	5,60	7,10	8,8
dovolенý vnitřní přetlak	$p_{\max}$	[MPa]	0,76	1,02	1,28

**10.10 Pevnostní výpočet hrdla pro výstup topného kondenzátu DN 350**

Výpočet proveden dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní, Technická pravidla, Výpočet pevnosti - Část 4.5 Válcové části nádob [9]. Materiál výstupního hrdla P265GH, tloušťka stěny zvolena  $s=8$  mm, výpočtová teplota je teplota  $t_{p,dim} = 190$  °C.

vstupní hodnoty:

vnitřní průměr válcové skořepiny	D	323,9	[mm]
výpočtový tlak	p	0,6	[MPa]
zkušební tlak	$p_{zk} = 1,5 \cdot p$	$1,5 \cdot 0,5 = 0,9$	[MPa]
maximální mez kluzu	$R_{p0,2}$	265	[MPa]
smluvní mez kluzu pro výp. teplotu	$R_{p0,2/T}$	196,2	[MPa]

součinitel bezpečnosti pro provoz	$n_T$	1,5	[-]
součinitel bezpečnosti pro tlakovou zk.	$n_{T-ZK}$	1,1	[-]
součinitel svarového spoje	$\varphi$	1,0	[-]
přídavek na korozi	$c_1$	1,0	[mm]
přídavek na výrobní nepřesnosti	$c_2$	0,5	[mm]
přídavek k základní tloušťce materiálu	$c = c_1 + c_2 = 1+0,5 = 1,5$		[mm]

### 10.10.1 Dovolené namáhání hrdla pro výstup kondenzátu

$$[\sigma] = \left\{ \frac{Rp_{0,2/t}}{n_T} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (84)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \left\{ \frac{196,2}{1,5} \right\}$$

$$[\sigma] = 130,8 \text{ MPa}$$

### 10.10.2 Dovolené namáhání hrdla pro výstup kondenzátu pro tlakovou zkoušku

$$[\sigma]_{zk} = \tau \cdot \left\{ \frac{Rp_{0,2}}{n_{T-zk}} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (85)$$

$$[\sigma]_{zk} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\}$$

$$[\sigma]_{zk} = 240,91 \text{ MPa}$$

### 10.10.3 Tloušťka stěny hrdla pro výstup kondenzátu bez přídavků

$$s_{k-hrdlo} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p} \quad [\text{mm}] \quad (86)$$

$$s_{k-hrdlo} = \frac{0,6 \cdot 323,9}{2 \cdot 130,8 \cdot 1 - 0,6}$$

$$s_{k-hrdlo} = 0,74 \text{ mm}$$

### 10.10.4 Celková tloušťka stěny hrdla pro výstup kondenzátu

$$s_{c/k-hrdlo} = s_{k-hrdlo} + c \quad [\text{mm}] \quad (87)$$

$$s_{c/k-hrdlo} = 0,74 + 1,5$$

$$s_{c/k-hrdlo} = 2,24 \text{ mm} \leq 8,0 \text{ mm}$$



**10.10.5 Dovolенý vnitřní přetlak hrdla pro výstup kondenzátu**

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D + (s - c)} \quad [\text{MPa}] \quad (88)$$

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot 130,8 \cdot 1 \cdot (8 - 1,5)}{323,9 + (8 - 1,5)}$$

$$p_{\max} = 5,15 \text{ MPa} \geq 0,6 \text{ MPa}$$

Tab.19 Porovnání výsledků pevnostního výpočtu hrdla pro výstup topného kondenzátu při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

		2 bar	4 bar	6 bar
výpočtová teplota	$t_{\text{výp}} \quad [^{\circ}\text{C}]$	190,0	200,0	220,0
mez kluzu pro výpočtovou teplotu	$R_{p0,2/t} \quad [\text{MPa}]$	196,2	192,0	183,6
dovolенé namáhání	$[\sigma] \quad [\text{MPa}]$	130,8	128,0	122,4
tloušťka stěny bez přídavek	$s_{k\text{-hrdlo}} \quad [\text{mm}]$	0,74	1,14	1,60
celková tloušťka stěny	$s_{c/k\text{-hrdlo}} \quad [\text{mm}]$	2,24	2,64	3,10
navrhovaná tloušťka stěny	$s \quad [\text{mm}]$	8,00	8,00	8,00
dovolенý vnitřní přetlak	$p_{\max} \quad [\text{MPa}]$	5,15	5,04	4,82

**10.11 Pevnostní výpočet hrdla pro výstup topné vody DN 600**

Průměry hrdel pro vstup i výstup topné vody jsou totožné. Vzhledem k tomu, že teplota topné vody na výstupním hrdle je vyšší, kontrolujeme tloušťku stěny pouze pro toto hrdlo.

Výpočet proveden dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní, Technická pravidla, Výpočet pevnosti - Část 4.5 Válcové části nádob [9]. Materiál výstupního hrdla P265GH, tloušťka stěny zvolena  $s=12,5 \text{ mm}$ , výpočtová teplota  $t_{w,dim} = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

vstupní hodnoty:

vnitřní průměr válcové skořepiny	D	575	[mm]
výpočtový tlak	p	1,6	[MPa]
zkušební tlak	$p_{zk} = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 1,6 = 2,4$		[MPa]
maximální mez kluzu	$R_{p0,2}$	265	[MPa]
smluvní mez kluzu pro výp. teplotu	$R_{p0,2/T}$	218,2	[MPa]
součinitel bezpečnosti pro provoz	$n_T$	1,5	[-]
součinitel bezpečnosti pro tlakovou zk.	$n_{T-ZK}$	1,1	[-]
součinitel svarového spoje	$\varphi$	1,0	[-]
přídavek na korozi	$c_1$	1,0	[mm]

přídavek na výrobní nepřesnosti	$c_2$	0,5	[mm]
přídavek k základní tloušťce materiálu	$c = c_1 + c_2 = 1 + 0,5 = 1,5$		[mm]

**10.11.1 Dovolené namáhání hrdla pro výstup topné vody**

$$[\sigma] = \left\{ \frac{Rp_{0,2/t}}{n_T} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (89)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \left\{ \frac{218,2}{1,5} \right\}$$

$$[\sigma] = 145,5 \text{ MPa}$$

**10.11.2 Dovolené namáhání hrdla pro výstup topné vody pro tlakovou zkoušku**

$$[\sigma]_{zk} = \tau \cdot \left\{ \frac{Rp_{0,2}}{n_{T-zk}} \right\} \quad [\text{MPa}] \quad (90)$$

$$[\sigma]_{zk} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\}$$

$$[\sigma]_{zk} = 240,91 \text{ MPa}$$

**10.11.3 Tloušťka stěny hrdla pro výstup topné vody bez přídavek**

$$s_{v-out} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p} \quad [\text{mm}] \quad (91)$$

$$s_{v-out} = \frac{1,6 \cdot 575}{2 \cdot 145,5 \cdot 1 - 1,6}$$

$$s_{v-out} = 3,18 \text{ mm}$$

**10.11.4 Celková tloušťka stěny hrdla pro výstup topné vody**

$$s_{c/v-out} = s_{v-out} + c \quad [\text{mm}] \quad (92)$$

$$s_{c/v-out} = 3,18 + 1,5$$

$$s_{c/v-out} = 4,68 \text{ mm} \leq 12,5 \text{ mm}$$

**10.11.5 Dovolný vnitřní přetlak hrdla pro výstup topné vody**

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D + (s - c)} \quad [\text{MPa}] \quad (93)$$

$$p_{\max} = \frac{2 \cdot 145,5 \cdot 1 \cdot (12,5 - 1,5)}{575 + (12,5 - 1,5)}$$

$$p_{\max} = 5,46 \text{ MPa} \geq 1,6 \text{ MPa}$$

## 11. NÁVRH HLADIN

Regulace hladin ve výměníku patří k důležitým prvkům zaručujícím plynulý a bezporuchový provoz zařízení. Ohřívák je k tomuto účelu opatřen několika snímači určujícími aktuální hladinu ve výměníku. Jedná se o dva snímače hladin, přičemž jeden z nich slouží k místnímu odečtu hladiny. Další ze snímačů slouží k odečtu tlaku. Bypassové čerpadlo, které odvádí topný kondenzát z výměníku je navíc opatřeno měřicí clonou na výtlaku.

Bypassový ohřívák je na straně topné vody odřaditelný uzavíracími klapkami s pneupohonem. Pojištění parní strany bypassového ohříváku je provedeno pomocí pojistného ventilu a pojistné membrány. Pojistný ventil otevírá při nižších tlacích a je dimenzován na 10% jištěného množství. [8]

Doba akumulace kondenzátu v prostoru ohříváku je volena na 50 sekund a to z důvodu zajištění průtoku topného kondenzátu při změně provozních stavů. Vzdálenost mezi výstražnou a havarijní hladinou musí být navržena tak, aby stačily zareagovat regulační členy uzavírání nebo otevírání armatur a regulace otáček čerpadla pomocí frekvenčních měničů.

V ohříváku dochází k regulaci následujících hladin:

- hladina  $H_2$  (maximální hladina) – havarijní signalizace
- hladina  $H_1$  – výstražná signalizace
- hladina  $H_{\text{reg}}$  – regulovaná hladina
- hladina  $L$  – normální hladina NWL (normal water level)
- hladina  $L_1$  – výstražná signalizace
- hladina  $L_2$  (minimální hladina) – havarijní signalizace

### 11.1 Postupy při dosažení stanovených hladin

#### 11.1.1 Hladina $H_2$ (maximální hladina)

Při dosažení hladiny  $H_2$  ( $H \geq H_2$ ) je ochranné odstavení zařízení realizováno otevřením uzavírací armatury na straně havarijního obtoku topné vody a současně uzavřením armatur před ohřívákem pro přívod topné páry. Tím je zaručeno, že se ve výměníku nehromadí nový kondenzát. Po odstranění závad je funkce obnovena.

V případě, že se jedná o bypassovaný provoz a ohřívák je odstaven, je pára vypouštěna do atmosféry přes tzv. sky valve (ventil určený k vypouštění páry do okolí), a současně je snižován výkon kotle.

#### 11.1.2 Hladina $H_1$

Pokud je aktuální hladina výše než hladina  $H_1$ , dochází buď k navýšení otáček hlavního čerpadla kondenzátu na maximální přípustnou hodnotu, nebo k zapnutí rezervního čerpadla a k plnému otevření regulačních ventilů ve společném výtlaku čerpadel. K tomuto dochází v případě, že hlavní čerpadlo nestačí odvádět topný kondenzát z prostoru ohříváku.

#### 11.1.3 Hladina $H_{reg}$

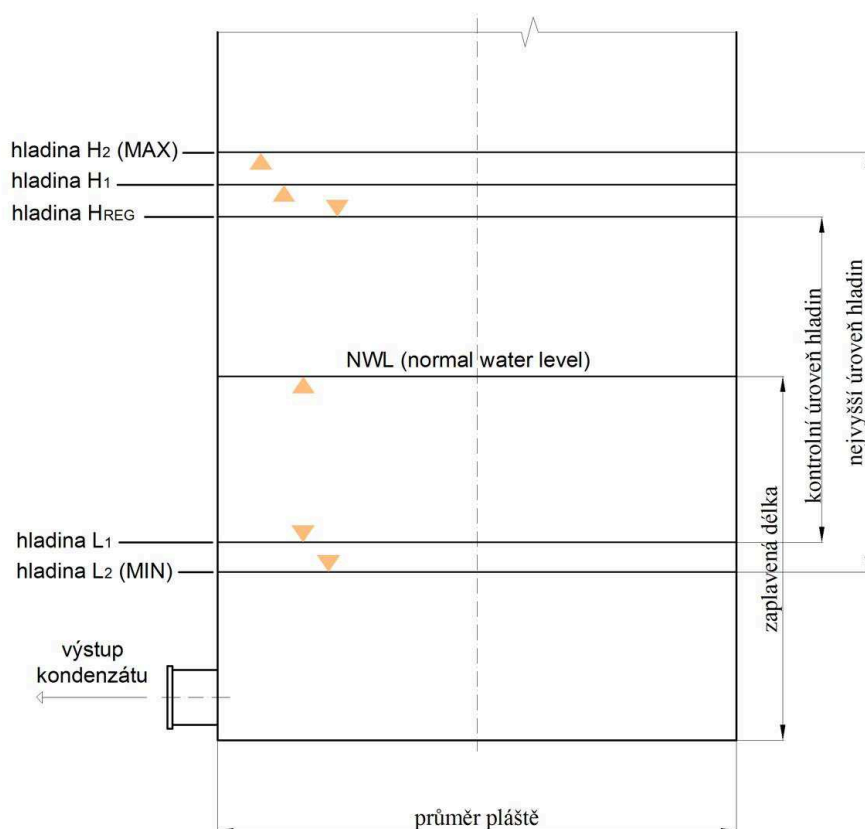
Regulovaná hladina musí být stanovena v takové výšce, aby její regulace nebyla ovlivňována neustálými změnami regulačních členů. Proto je před i za stanovenou hodnotou hladiny určita rezerva. Je-li ale tato rezerva překročena a hladina je větší, než hladina  $H_{reg}$ , dojde pouze k regulaci otáček hlavního (bypassového) čerpadla pomocí frekvenčního měniče nebo k otevření regulačního ventilu ve společném výtlaku čerpadel. V opačném případě, kdy je hladina menší, než regulovaná hladina, otáčky čerpadla se zvyšují a regulační ventil se uzavírá.

#### 11.1.4 Hladina $L_1$

Po dosažení hladiny  $L_1$  jsou automaticky uzavírány regulační ventily ve společném výtlaku čerpadel a dochází k ochrannému snižování otáček hlavního čerpadla na mez, při které je zaručena správná funkce zpětného ventilu s přepouštěním, což zaručuje minimální obtok čerpadla.

#### 11.1.5 Hladina $L_2$ (minimální hladina)

Když hladina dosáhne minimální hodnoty  $L_2$ , jedná se o havarijní signalizaci, při které se odstavuje hlavní (bypassové) čerpadlo z provozu a také se plně uzavírají regulační ventily ve společném výtlaku. K odstavení dochází otevřením uzavírací armatury na obtoku trasy topné vody a uzavřením armatur před a za ohřívákem a současně uzavřením armatury s pohonem na přívodu topné páry. Posledním krokem je uzavření ventilu provozního odvzdušnění operátorem. Po odstranění závady je funkce zařízení znovu obnovena.



Obr.11.14 Hladiny bypassového ohříváku.

## 11.2 Zaplavená délka trubek v ohříváku

Pro výpočet zaplavené délky trubek v ohříváku je nejprve potřeba provést rozdíl plochy trubkovnice, resp. pláště a celkové plochy vlásenek. Známe-li celkovou plochu, hmotnostní průtok vstupující topné páry a dobu zdržení kondenzátu v prostoru ohříváku, dostáváme tzv. NWL (normal water level).

vstupní hodnoty:

průměr parního pláště	D	2000	[mm]
tloušťka stěny parního pláště	t	10,0	[mm]
vnější průměr trubek	d <sub>l</sub>	18,0	[mm]
celkový počet trubek	n <sub>tr</sub>	3538	[-]
doba akumulace kond.	t <sub>akum</sub>	50	[s]
hustota kond. při t=120,21 °C	ρ <sub>k</sub>	942,95	[kg/m <sup>3</sup> ]
hm. množství páry – vstup OTV	$\dot{m}_3$	58,054	[kg/s]

### 11.2.1 Plocha trubkovnice

$$S_{TS} = \frac{\pi \cdot (D - 2t)^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (94)$$

$$S_{TS} = \frac{\pi \cdot (2 - 2 \cdot 0,010)^2}{4}$$

$$S_{TS} = 3,079 \text{ m}^2$$

### 11.2.2 Plocha trubek

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot n_{tr} \quad [\text{m}^2] \quad (95)$$

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} \cdot 3538$$

$$S_{tr} = 0,901 \text{ m}^2$$

### 11.2.3 Celková plocha

$$S_C = S_{TS} - S_{tr} \quad [\text{m}^2] \quad (96)$$

$$S_C = 3,079 - 0,901$$

$$S_C = 2,179 \text{ m}^2$$

### 11.2.4 Množství vzniklého kondenzátu za dobu akumulace 50 s

$$\dot{m}_{50} = \dot{m}_3 \cdot t_{akum} \quad [\text{kg}] \quad (97)$$

$$\dot{m}_{50} = 58,054 \cdot 50$$

$$\dot{m}_{50} = 2902,71 \text{ kg}$$

Přepočet na  $\text{m}^3$ :  $V = 2902,71 / 942,95 = 3,078 \text{ m}^3$

### 11.2.5 Zaplavená délka trubek v ohříváku

$$L_{zapl} = \frac{V}{S_C} \quad [\text{m}] \quad (98)$$

$$L_{zapl} = \frac{3,078}{2,179}$$

$$L_{zapl} = 1,413 \text{ m}$$

Tab.20 Délka zaplavení trubek při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

			2 bar	4 bar	6 bar
průměr parního pláště	D	[mm]	2000,0	1800,0	1800,0
tloušťka stěny parního pláště	t	[mm]	10,0	12,0	15,0
celková plocha	Sc	[m <sup>2</sup> ]	2,179	1,728	1,752
množství páry za 50 s	m <sub>50</sub>	[m <sup>2</sup> ]	2902,7	2889,1	2882,9
zaplavená délka	L <sub>zapl</sub>	[m]	1,413	1,812	1,811

## 12. HYDRAULICKÝ VÝPOČET OHŘÍVÁKU

### 12.1 Tlaková ztráta na straně topné vody

Hydraulický výpočet je proveden pro kontrolu tlakové ztráty na straně topné vody, která činí 0,5 barů. Celková tlaková ztráta je součtem ztrát v teplosměnných trubkách a hrdlech pro vstup a výstup topné vody.

Pro výpočet je potřeba navrhnout celkovou délku teplosměnných trubek, která je součtem aktivní a zaplavené délky a délky zaválcování trubek do trubkovnice.

vstupní hodnoty:

aktivní délka trubek	$L_a$	11,61	[m]
zaplavená délka trubek	$L_{zapl}$	1,413	[m]
délka zaválcování trubek v trubkovnici	$L_{zav}$	0,08	[m]
vnitřní průměr trubky	$d_2$	0,016	[m]
Reynoldsovo kritérium na straně vody	$Re_{,v}$	85 562	[-]
absolutní drsnost potrubí	$\varepsilon_f$	$5 \cdot 10^{-6}$	[-]
souč. místních ztrát (hrdla vodní komory)	$\zeta_1$	1,5	[-]
souč. místních ztrát (vstup/výstup trubky)	$\zeta_2$	1,5	[-]
souč. místních ztrát (obrat ve vlásence o 180°)	$\zeta_4$	0,5	[-]
počet tahů (vlásky ve tvaru U)	$n_{tah}$	1,0	[-]

#### 12.1.1 Celková délka teplosměnných trubek

$$L_c = L_a + 2 \cdot L_{zapl} + 2 \cdot L_{zav} \quad [m] \quad (99)$$

$$L_c = 11,61 + 2 \cdot 1,413 + 2 \cdot 0,08$$

$$L_c = 14,76 \text{ m}$$

#### 12.1.2 Ztrátový součinitel tření

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\varepsilon_f}{d_2} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad [-] \quad [8] \quad (100)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{5 \cdot 10^{-6}}{0,016} + \frac{68}{85562} \right)^{0,25}$$

$$\lambda = 0,020$$

**12.1.3 Tlaková ztráta v trubkách - teoretická**

$$\Delta p_{TR-TEOR} = \left[ n_{tah} \cdot \left( \lambda \cdot \frac{L_c}{d_2} + \zeta_2 + \zeta_4 \right) \right] \cdot \frac{\rho_{v-stř} \cdot w_{trubky}^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad [8] \quad (101)$$

$$\Delta p_{TR-TEOR} = \left[ 1 \cdot \left( 0,020 \cdot \frac{14,83}{0,016} + 1,5 + 0,5 \right) \right] \cdot \frac{975,34 \cdot 2^2}{2}$$

$$\Delta p_{TR-TEOR} = 40\,232 \text{ Pa}$$

**12.1.4 Tlaková ztráta v hrdlech vodní komory - teoretická**

Skutečná rychlost v hrdle pro výstup topné vody  $w_{hrdla-sk} = 2,69 \text{ m/s}$  (viz. návrh rozměru hrdel v kapitole 9).

$$\Delta p_{VK-TEOR} = \zeta_1 \cdot \frac{\rho_{v-stř} \cdot w_{hrdla}^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad [8] \quad (102)$$

$$\Delta p_{VK-TEOR} = 1,5 \cdot \frac{975,34 \cdot 2,69^2}{2}$$

$$\Delta p_{VK-TEOR} = 5310 \text{ Pa}$$

**12.1.5 Celková tlaková ztráta na straně topné vody (+ rezerva 5 %)**

$$\Delta p_{CELKOVÁ} = 1,05 \cdot (\Delta p_{TR-TEOR} + \Delta p_{VK-TEOR}) \quad [\text{Pa}] \quad [8] \quad (103)$$

$$\Delta p_{CELKOVÁ} = 1,05 \cdot (40\,232 + 5310)$$

$$\Delta p_{CELKOVÁ} = 47\,819 \text{ Pa} = 47,82 \text{ kPa}$$

$47,82 \text{ kPa} < 50 \text{ kPa}$  Podmínka tlakové ztráty splněna.

Tab. 21 Celková tlaková ztráta na straně topné vody při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

			2 bar	4 bar	6 bar
celková délka teplosměnných trubek	$L_c$	[m]	14,76	11,52	10,03
ztrátový součinitel tření	f	[-]	0,0202	0,0197	0,0196
tlaková ztráta v trubkách	$\Delta p_{TR-TEOR}$	[Pa]	40232	41763	40060
tlaková ztráta v hrdlech vodní komory	$\Delta p_{VK-TEOR}$	[Pa]	5310	5310	5310
celková tlaková ztráta na straně vody	$\Delta p_{CELKOVÁ}$	[kPa]	47,82	49,42	47,64



### 13. NÁVRH PROVOZNÍHO ODVZDUŠNĚNÍ

V posledních řadách vlásenek vzniká vlivem kondenzace páry parovzdušná směs, kterou je potřeba odvézt. Pro odvod vzdušiny je ve středu trubkového svazku umístěna odvzdušňovací trubka z nerezové oceli. Do této odvzdušňovací trubky jsou vyvrtány 2, resp. 4 otvory v každé sekci trubkového svazku. Sekcí myslíme prostor mezi dvěma podpěrnými stěnami. Rozteč podpěrných stěn stanovujeme na 720-750 mm a otvory v odvzdušňovací trubce volíme o průměru 5 mm. Průměr odvzdušňovací trubky vzejde z rychlostních kritérií. Rychlostním kritériem je rychlost vystupující parovzdušné směsi, v našem případě se jedná o přetlakový ohřívák a odvzdušněním bude odváděna pára o rychlosti 35 m/s. Kritickým průřezem je průměr clonky na výstupu z ohříváku.

#### 13.1 Výpočet kritického průřezu odváděcí dýzy

vstupní hodnoty:

průměr otvoru v odvzdušňovací trubce	d	5,0	[mm]
množství odváděné parovzdušné směsi	M	209,0	[kg/hod]
jmenovitý tlak páry	$p_{jm}$	0,2	[MPa]
měrný objem páry na mezi sytosti při $p_{jm}$	$v''$	0,88574	[m <sup>3</sup> /kg]
hmotnostní průtok páry – vstup OTV	$m_3$	58,054	[kg/s]
výtokový součinitel pro odvzdušňovací dýzu	$\varphi_d$	0,95	[-]
součinitel omezení výtoku dýzou	$\beta$	1,0	[-]

Uvažované množství odváděné parovzdušné směsi je 0,1 % z celkového množství vstupující páry.

##### 13.1.1 Měrný průtok parovzdušné směsi

$$\alpha = 2,286 \cdot \sqrt{\frac{p_{jm}}{v''}} \quad [\text{kg/mm}^2 \cdot \text{h}] \quad (104)$$

$$\alpha = 2,286 \cdot \sqrt{\frac{0,2}{0,88574}}$$

$$\alpha = 1,0863 \text{ kg/mm}^2 \cdot \text{hod}$$

##### 13.1.2 Kritický průřez dýzy

$$S_{krit} = \frac{M}{\alpha \cdot \beta \cdot \varphi_d} \quad [\text{mm}^2] \quad (105)$$

$$S_{krit} = \frac{209}{1,0863 \cdot 1 \cdot 0,95}$$

$$S_{krit} = 202,523 \text{ mm}^2$$

### 13.1.3 Minimální průměr dýzy

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{krit}}{\pi}} \quad [\text{mm}] \quad (106)$$

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 202,523}{\pi}}$$

$$d_{min} = 16,06 \text{ mm}$$

Z hlediska funkční spolehlivosti volíme průměr odvěšňovací dýzy  $d=16,5 \text{ mm}$ .

### 13.1.4 Skutečné množství odváděné dýzou

$$M_{skut} = S_{skut} \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \varphi \quad [\text{kg/hod}] \quad (107)$$

$$M_{skut} = 19,63 \cdot 1,0863 \cdot 1 \cdot 0,95$$

$$M_{skut} = 20,26 \text{ kg / hod}$$

#### 13.1.4.1 Skutečný průřez dýzy

$$S_{skut} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (108)$$

$$S_{skut} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4}$$

$$S_{skut} = 19,63 \text{ mm}^2$$

Tab. 22 Kritický průřez dýzy při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.

		2 bar	4 bar	6 bar
měrný průtok parovzdušné směsi	$\alpha \quad [\text{kg/mm}^2 \cdot \text{h}]$	1,086	2,126	3,152
kritický průřez dýzy	$S_{krit} \quad [\text{mm}^2]$	202,52	102,98	69,32
minimální průměr dýzy	$d_{min} \quad [\text{mm}]$	16,06	11,45	9,39
skutečné množství odváděné dýzou	$M_{skut} \quad [\text{kg/hod}]$	20,26	39,66	58,80

## 14. TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

### 14.1 Optimalizace nákladů

Cílem optimalizace je minimalizovat celkové náklady na zařízení, které zahrnují technologická i výrobní hlediska. V následujících krocích bude provedena analýza všech vypočtených variant ohříváků a to z hlediska jejich celkové hmotnosti a celkové ceny. Nalezením celkové ceny dostaneme reálnou představu o neoptimálnější variantě ohříváku.

Hmotnost nerezového materiálu (trubkového svazku) je vypočtena zjednodušeným výpočtem, kdy vycházíme z vypočítané celkové délky teplosměnných vlásenek, která pro tento výpočet představuje střední délku. Tato délka je vynásobena celkovým počtem teplosměnných trubek v ohříváku. Ve skutečnosti je délka vlásenek různá a to v závislosti na umístění trubek v rastru. Celková hmotnost nízkolegované oceli P265GH je součtem jednotlivých částí ohříváku (plášť parní strany, parní hrdlo, eliptické dno parní strany, hrdlo pro výstup topného kondenzátu, plášť vodní komory, hrdla vodní komory, eliptické dno vodní komory). V případě ceny za materiál P295GH se jedná pouze o trubkovnici.

Tab. 23 Cena OTV při hodnotách tlaku kondenzace páry 2, 4 a 6 barů.

2 bar			
materiál	celková hmotnost [kg]	cena materiálu [Kč/kg]	cena celkem [Kč]
X6CrNiTi18-10	36 274	280	10 156 735
P265GH	6 320	29,30	185 167
P295GH	1 686	32,50	54 792
cena OTV:			<b>10 396 694 Kč</b>

4 bar			
materiál	celková hmotnost [kg]	cena materiálu [Kč/kg]	cena celkem [Kč]
X6CrNiTi18-10	24 624	280	6 894 720
P265GH	4 395	29,30	128 785
P295GH	1 255	32,50	40 788
cena OTV:			<b>7 064 293 Kč</b>

6 bar			
materiál	celková hmotnost [kg]	cena materiálu [Kč/kg]	cena celkem [Kč]
X6CrNiTi18-10	20 503	280	5 740 700
P265GH	4 512	29,30	132 210
P295GH	968	32,50	31 457
cena OTV:			<b>5 904 367 Kč</b>

Z tabulek výše vyplývá, že nejlevnější variantou bypassového ohříváku topné vody je ohřívák z kondenzací páry v trubkovém svazku při tlaku 6 bar(a).

## 15. ZÁVĚR

V diplomové práci byl proveden konstrukční návrh bypassového ohříváku topné vody s kondenzací páry v trubkovém svazku.

Na základě vstupních parametrů byl proveden tepelný výpočet, kterým bylo pomocí hodnot součinitelů přestupu tepla pro parní a vodní stranu, dosaženo výsledku velikosti teplosměnné plochy ohříváku. Ke zjištění množství páry na vstupu do ohříváku byla provedena bilance zástřikové komory. Dále byl proveden návrh rozměrů hrdel s přepočtem skutečných rychlostí médií v hrdlech. Pevnostní výpočet, provedený pro všechny části ohříváku, splňuje požadavky provozních maxim. V další části práce byl proveden návrh hladin a na základě výpočtu délky zaplavení teplosměnných trubek, ze které vzešla celková délka teplosměnných vlásenek, byla zkontrolována tlaková ztráta na vodní straně. Pro odvod parovzdušné směsi z prostoru ohříváku byl proveden návrh provozního odvzdušnění s výpočtem kritického průřezu odváděcí dýzy. Ekonomickou analýzou se zjednodušeným výpočtem dospělo k závěru, že nejvhodnější variantou z hlediska nejnižší ceny, je ohřívák topné vody s kondenzací páry v trubkovém svazku při tlaku 6 bar(a).

## 16. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ:

### Monografické publikace:

- [1] KADLEC, Zdeněk. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. Edice SPBI SPEKTRUM, 2009. ISBN 978-80-7358-061-6.
- [2] CHEMIEINGENIEURWESEN, Edited by VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und VDI Heat Atlas. Online-Ausg. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN 978-354-0778-776.
- [3] OCHRANA, Ladislav. *Kotle a výměníky tepla*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 85 s. ISBN 80-214-2847-3.
- [4] DVOŘÁK, Zdeněk. *Sdílení tepla a výměníky*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1992, 120 s. ISBN 80-010-0830-4.
- [5] OCHRANA, Ladislav. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1993, 156 s. ISBN 80-214-0529-5.
- [6] KUGLER, Vladimír, Josef MARTOCH, Vladimír KŘÍŽEK a František STRMISKA. *Svislý výměník tepla* [patent]. Užitný vzor, 233929. Uděleno 31.8.1983. Dostupné z: <http://spisy.upv.cz/Patents/FullDocuments/233/233929.pdf>
- [7] MAŠEK, Václav, Vladimír HLOUŠEK, Josef ŠRŮTEK, Helena ZÁMEČNÍKOVÁ a Jarmila VARVAŘOVSKÁ. *Vlásenkový výměník tepla* [patent]. Užitný vzor, 261034. Uděleno 2.7.1986. Dostupné z: <http://spisy.upv.cz/Patents/FirstPages/FPPV0261/0261034.pdf>
- [8] firemní materiály společnosti Doosan Škoda Power s.r.o., HEI – Standards for Closed Feedwater Heaters 8th Edition 2009 – článek 2.8 d)
- [9] ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet
- [10] Výpočtový program Steam\_IFC97 (termodynamické výpočty)

### www zdroje:

- [11] <http://prirucka.bolzano.cz>
- [12] <http://www.weisstaler.de/web/2/products/heads/elliptischer-boden.html>
- [13] <http://apkthermal.com/standard-xchange/custom-shell-and-tube/>

## 17. SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č.A - Sestavný výkres bypassového ohříváku  
Příloha č.B - Výkres rastru trubkového svazku

## 18. SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 2.1 Plovákový hladinoměr pro vertikální montáž s místním ukazatelem.  
Obr. 3.3 Trubkovnice a uspořádání vlásenek ve svazku.  
Obr. 3.4 Vertikální provedení vlásenkového výměníku.  
Obr. 3.5 Horizontální provedení vlásenkového výměníku.  
Obr. 5.6 Schéma pára/voda s vyznačením umístění bypassového výměníku.  
Obr. 6.7 Vodní komora bypassového ohříváku.  
Obr. 6.8 Trubkovnice s posunutým trubkovým svazkem.  
Obr. 6.9 Detail rastru trubkového svazku.  
Obr. 8.10 Průběh teplotního spádu ohřívané topné vody.  
Obr. 9.11 Umístění hrdel v ohříváku.  
Obr. 10.12 Eliptické dno na straně páry ( $D_a$  - vnější průměr,  $D_i$  - vnitřní průměr,  $s$  - tloušťka stěny,  $h_1$  - výška válcové části,  $h_2$  - výška klenutí,  $h_3$  - celková vnitřní výška,  $R$  - rádius klenutí,  $r$  - rohový rádius).  
Obr. 10.13 Eliptické dno vodní komory ( $D_a$  - vnější průměr,  $D_i$  - vnitřní průměr,  $s$  - tloušťka stěny,  $h_1$  - výška válcové části,  $h_2$  - výška klenutí,  $h_3$  - celková vnitřní výška,  $R$  - rádius klenutí,  $r$  - rohový rádius).  
Obr. 11.14 Hladiny bypassového ohříváku.

## 19. SEZNAM TABULEK

Tab.1	Mechanické vlastnosti materiálu X6CrNiTi18-10.
Tab.2	Užitné vlastnosti materiálu X6CrNiTi18-10.
Tab.3	Chemické složení materiálu X6CrNiTi18-10.
Tab.4	Počet teplosměnných trubek v při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.5	Bilance zástřikové komory při hodnotách tlaku kondenzace pár 4 a 6 barů.
Tab.6	Součinitel přestupu tepla na straně vody při tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.7	Součinitel přestupu tepla na straně páry při tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.8	Velikost teplosměnné plochy a délka trubek při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.9	Rozměry vnitřního průměru parního hrdla při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.10	Vnitřní průměr hrdla pro výstup topného kondenzátu při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.11	Dimenzovací parametry při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.12	Mechanické vlastnosti materiálu P265GH a P295GH . [9]
Tab.13	Chemické složení materiálu P265GH a P295GH. [9]
Tab.14	Minimální smluvní mez kluzu při zvýšených teplotách pro materiály P265GH a P295GH. [9]
Tab.15	Rozměry trubkovnice při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.16	Porovnání výsledků pevnostního výpočtu pláště na straně páry při hodnotách tlaku kondenzace 4 a 6 barů.
Tab.17	Porovnání výsledků pevnostního výpočtu eliptického dna na straně páry při hodnotách tlaku kondenzace 4 a 6 barů.
Tab.18	Porovnání výsledků pevnostního výpočtu parního hrdla při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.19	Porovnání výsledků pevnostního výpočtu hrdla pro výstup topného kondenzátu při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.20	Délka zaplavení trubek při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab.21	Celková tlaková ztráta na straně topné vody při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab. 22	Kritický průřez dýzy při hodnotách tlaku kondenzace páry 4 a 6 barů.
Tab. 23	Cena OTV při hodnotách tlaku kondenzace páry 2, 4 a 6 barů.